FLORIN TUDOSE-SANDU-VILLE
CEZAR RACOCEA FLAVIAN FARCAŞ
LUCIAN CONSTANTIN HANGANU

ORGANE DE MAŞINI ŞI INGINERIE MECANICĂ

●●●

Aplicații

Editura „Gheorghe Asachi" Iaşi
2003

Editura „GH. ASACHI”
Universitatea Tehnică Iaşi
Bd. D. Mangeron, nr. 67,
6600, Iaşi, România
Tel: 0232 – 231343
Fax: 0232 – 214290

Director editură:
Prof. univ. dr. ing. Mihail VOICU

Referenţi ştiinţifici:
Prof. univ. dr. ing. Dumitru Olaru
Prof. univ. dr. ing. Gheorghe Hagiu

Redactor:
Prof. Georgeta ANICULĂESEI

Tehnoredactare computerizată:
Florin Tudose-Sandu-Ville
Lucian Constantin Hanganu

Descrierea CIP a Bibliotecii Naţionale a României
Organe de maşini şi inginerie mecanică – aplicaţii/Tudose-Sandu-Ville Florin, Racocea Cezar, Farcaş Flavian, Hanganu Lucian Constantin. Editura Gheorghe Asachi, 2003.
ISBN 973-621-045-6

I. Tudose-Sandu-Ville, Florin
II. Racocea, Cezar,
III. Farcaş, Flavian,
IV. Hanganu, Lucian Constantin –

621.81(075.8)

PREFAȚĂ

Domeniile organelor de maşini şi inginerie mecanică, discipline de bază de cultură generală tehnică în formarea viitorilor ingineri, oferă teme diverse de abordare în procesul didactic.

Un instrument ce se doreşte eficient acestor discipline este propus prin lucrarea „Organe de maşini şi inginerie mecanică - aplicații", structurată în 14 capitole cu aplicații la teme variate din disciplinele menționate.

Fiecare temă conține o parte de prezentare teoretică în care, prin note de curs, se face informarea necesară a utilizatorului şi o parte de aplicație, reprezentată prin algoritme şi exemple de calcul, dublate de programe PC folosind utilitarele de sub Windows.

Lucrarea conține un număr semnificativ de extrase din STAS-uri, nomograme şi recomandări tip normă pentru uşurarea activității de informare a studentului, oferind şi o bază de date necesară activităților de seminar şi proiect.

Aplicațiile propuse au suport material în diverse panoplii de prezentare (8) şi standuri experimentale (9) aflate în laboratoarele Catedrei de Organe de maşini şi utilaje.

Lucrarea „Organe de maşini şi inginerie mecanică - aplicații", se adresează în special studenților facultăților cu profil nemecanic, dar poate poate fi utilă şi celor implicați în domeniul proiectării organologice şi ingineriei mecanice.

Cu speranța că lucrarea pe care o propunem se va dovedi un instrument eficient în pregătirea viitorilor ingineri, vă adresăm invitația de a o consulta şi utiliza.

Autorii

Coordonator:

Florin Tudose-Sandu-Ville

Contribuția autorilor:

1. Florin Tudose-Sandu-Ville: paginile 7-36, 49-62, 85-110, 127-152, 163-184, 191-208.
2. Cezar Racocea: paginile 49-84, 111-126.
3. Flavian Farcaş: paginile 37-48, 63-74, 153-162.
4. Lucian Constantin Hanganu: paginile 7-48, 111-126, 185-190.

Programe calculator:

Florin Tărăboanță

CUPRINS

Precizia pieselor şi ansamblurilor de organe de maşini	**7**
Verificarea asamblărilor sudate	**37**
Forțe şi momente la asamblări filetate	**49**
Asamblări cu şuruburi cu strângere inițială	**63**
Determinarea experimentală a rigidității arcurilor	**75**
Arbori. Dimensionarea arborilor drepți	**85**
Studiul cuplajelor	**111**
Asamblări presate	**127**
Studiul momentului de frecare în cutiile de etanşare	**153**
Stand pentru studiul puterii de agitare	**159**
Studiul fenomenelor de frecare şi uzare din cuplele de frecare de clasa a II-a	**163**
Analiză statistică la încercări de fiabilitate	**175**
Echilibrarea discurilor	**185**
Transmisii prin curele. Controlul tensiunii din curea la o transmisie prin curele late normale	**191**
Bibliografie	**209**

PRECIZIA PIESELOR ŞI ANSAMBLELOR DE ORGANE DE MAŞINI

Aplicația contribuie la cunoaşterea noțiunilor legate de precizia dimensională a pieselor, sisteme de ajustaje şi alegerea ajustajului, precizia formei geometrice şi a poziției diferitelor elemente geometrice, ondulații si rugozități. De asemenea, sunt prevăzute aspecte cu privire la realizarea unui desen de execuție după o piesă existentă.

1. Fundamente teoretice

1.1. Generalități

Calitatea unui produs este dată de măsura în care acesta corespunde scopului pentru care a fost fabricat. Unul dintre cei mai importanți parametri care determină calitatea şi interschimbabilitatea produselor este precizia geometriei suprafețelor acestora. În majoritatea cazurilor, forma şi poziția suprafețelor, pe lângă starea lor fizico-chimică, condiționează nu numai asamblarea corectă a pieselor, ci şi o serie de alte performanțe ale acestora ca: frecarea, rezistența la uzură etc.

Problema preciziei geometrice intervine în toate fazele realizării unui produs începând de la proiectare, cu prescrierea preciziei şi continuând până la execuție, cu realizarea preciziei cerute şi verificarea acesteia prin măsurarea preciziei efective.

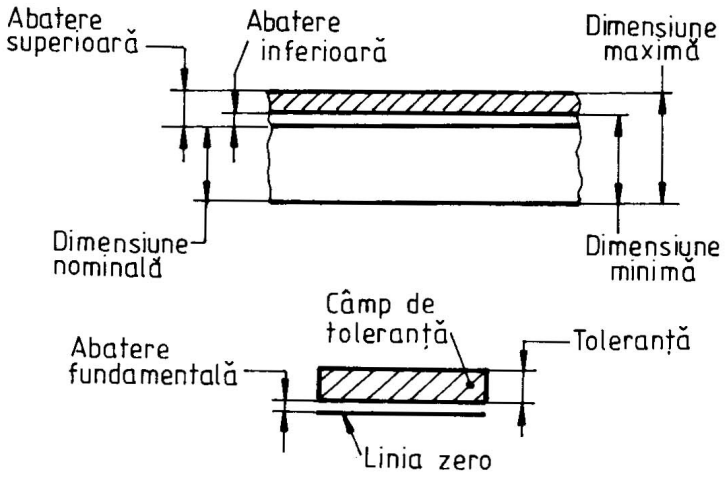
Din punct de vedere geometric, calitatea unui produs este determinată de macrogeometrie (precizia dimensională, precizia formei geometrice, precizia poziției diferitelor elemente geometrice, ondulații etc.) şi microgeometrie (rugozitatea suprafețelor).

1.2. Precizie dimensională. Dimensiuni. Abateri. Toleranțe

Dimensiunile exprimă, prin intermediul unei unități de măsură adoptate, valorile numerice ale caracteristicilor liniare sau unghiulare care definesc geometria unei piese (diametre, lungimi, unghiuri etc.).

Dimensiunile stabilite prin calcul, la proiectare, nu corespund cu dimensiunile rezultate după prelucrare din multiple cauze dintre care pot

fi amintite: precizia limitată a maşinilor-unelte şi a mijloacelor de măsurat, erorile cauzate de precizia şi uzura sculelor, erorile provocate de aşezarea şi fixarea incorectă a pieselor pe maşinile-unelte etc.



Dimensiuni limită. Câmp de toleranță.

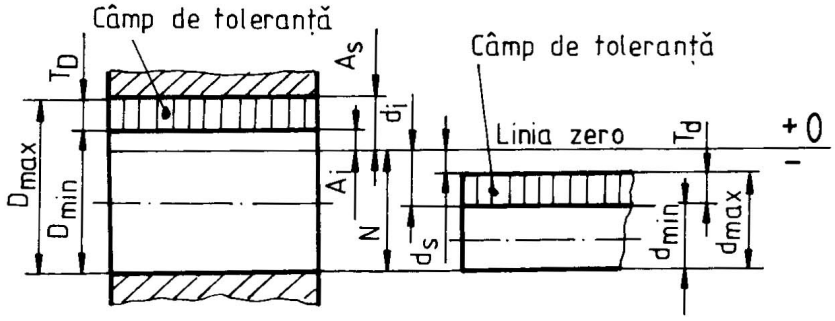


Fig. 1

Dimensiunea efectivă E obținută prin măsurarea piesei rezultă totdeauna diferită de **dimensiunea nominală N**, determinată prin calcul şi indicată pe desen. Diferența dintre dimensiunea efectivă **E** şi dimensiunea nominală **N** se numeşte **abatere efectivă A**:

$$\mathbf{A = E - N}$$

În aceste condiţii este necesar ca la proiectarea dimensiunilor nominale să li se impună anumite limite ale erorilor de execuţie şi de măsurare, limite ce determină **gradul de precizie al piesei.**

Stabilirea gradului de precizie cu care trebuie să fie executată o piesă depinde de rolul funcţional, condiţiile de exploatare, interschimbabilitatea, economicitatea procesului de execuţie etc. şi se prescrie, pentru orice dimensiune, prin două valori limită, între care poate varia dimensiunea efectivă. Se obţin astfel: **dimensiunile maxime (D_{max}; L_{min})** şi **dimensiunile minime (D_{min}; L_{min})** astfel încât:

$$\mathbf{D_{max} > E > D_{min}}$$

$$\mathbf{d_{max} > E_d > d_{min}}$$

În legătură cu dimensiunile maxime şi minime se pot defini noţiunile din figura 1:

- **abaterea superioară**: $\mathbf{A_s = D_{max} - N;}$ $\mathbf{a_s = d_{max} - N}$
- **abaterea inferioară**: $\mathbf{A_i = D_{min} - N;}$ $\mathbf{a_i = d_{min} - N}$
- **câmpul de toleranţă**: $\mathbf{T_D = D_{max} - D_{min};}$ $\mathbf{T_d = d_{max} - d_{min}}$

sau

- **sumele algebrice**: $\mathbf{T_D = A_s - A_I;}$

$$\mathbf{T_d = a_s - a_I}$$

Observaţie: În STAS 8300/68 se stabilesc următoarele denumiri convenţionale: **alezaj** – orice dimensiune interioară unei piese (chiar dacă nu este cilindrică) simbolizată cu majuscule **D, L** etc.; **arbore** – orice dimensiune exterioară unei piese (chiar dacă nu este cilindrică) simbolizată cu minuscule **d, l** etc.

În reprezentările grafice, abaterile se măsoară faţă de linia determinată ca **dimensiune nominală** denumită **linia de zero** – figura 2.

1.3. Jocuri şi strângeri. Ajustaje

La asamblarea a două piese, dimensiunea nominală a arborelui este identică cu dimensiunea nominală a alezajului şi poartă denumirea de **dimensiunea nominală a asamblării**. După cum îmbinarea dintre două piese este mobilă sau fixă, se va obţine o asamblare cu joc sau cu strângere. În funcţie de diferitele combinaţii dintre dimensiunile alezajului şi ale arborelui, se obţin următoarele:

- **jocul efectiv**: $J = E_D - E_d$, daca $E_D > E_d$
- **jocul maxim**: $J_{max} = D_{max} - d_{min} = A_s - a_i$
- **jocul minim**: $J_{min} = D_{min} - d_{max} = A_i - a_s$
- **toleranţa jocului**: $T_j = J_{max} - J_{min} = T_A - T_a$

- **strângerea efectivă**: $S = E_d - E_D$, daca $E_d > E_D$
- **strângerea maximă**: $S_{max} = d_{max} - D_{min} = a_s - A_i$
- **strângerea minimă**: $S_{min} = d_{min} - D_{max} = a_i - A_s$
- **toleranța strângerii**: $T_s = S_{max} - S_{min} = T_d - T_D$

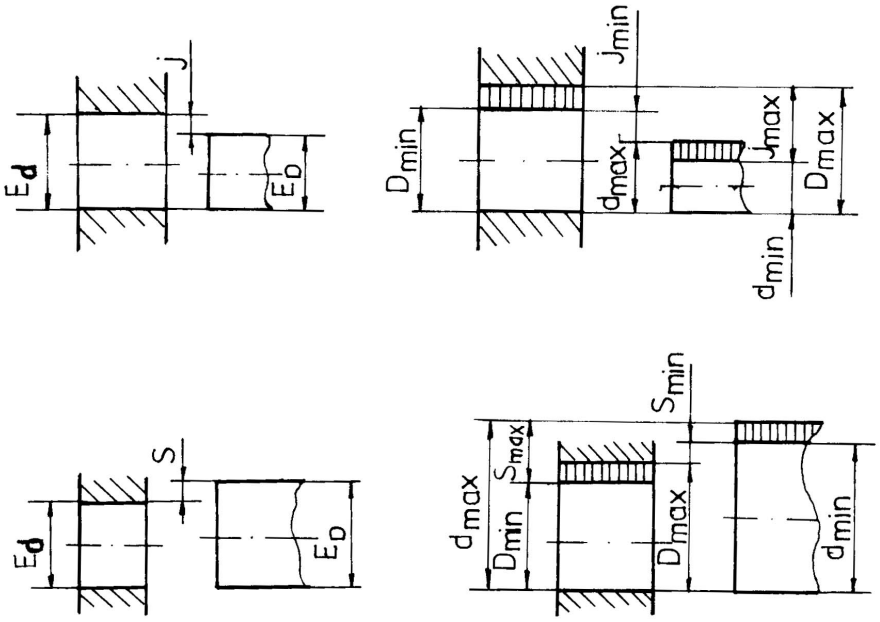


Fig. 2

Relația care există între două piese asamblate din punct de vedere al jocului – respectiv al strângerii – se numeşte **ajustaj**. Ajustajele pot fi cu joc, cu strângere şi intermediare - figura.3:

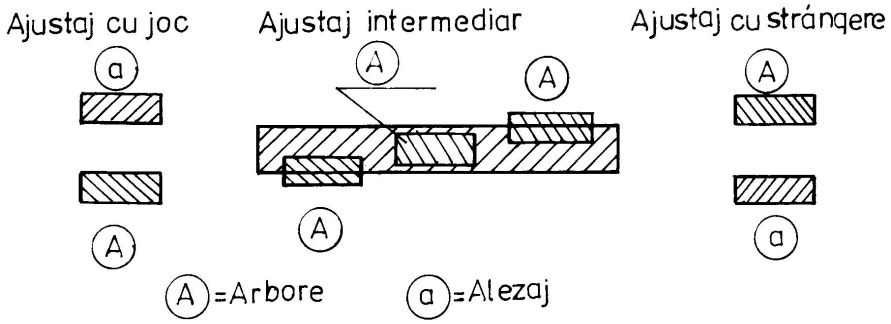


Fig. 3

Ajustajul cu joc are un joc minim garantat $J_{min} > 0$

Ajustajul cu strângere are o strângere minimă garantată $S_{min} > 0$

Ajustajul intermediar este ajustajul la care pot rezulta atât asamblări cu joc cât şi asamblări cu strângere, câmpul de toleranţa al alezajului suprapunându-se parţial sau total peste câmpul de toleranţă al arborelui.

1.4. Sisteme de ajustaje

Principial, un ajustaj este determinat de poziţia câmpului de toleranţă al alezajului în raport cu poziţia câmpului de toleranţă al arborelui. Astfel, în figura 4 este prezentat un ajustaj cu joc.

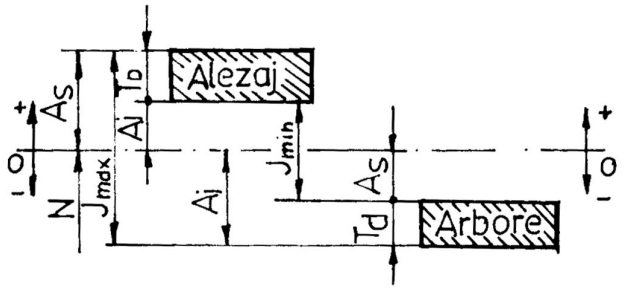


Fig.4

Pentru a nu modifica prea mult poziţia câmpului de toleranţă a arborelui sau/şi a alezajului în raport cu dimensiunea nominală, pe plan internaţional au fost reglementate două sisteme de ajustaje: **sistemul alezaj unitar** şi **sistemul arbore unitar**.

În cadrul **sistemului alezaj unitar** poziţia câmpului de toleranţă a alezajului în raport cu dimensiunea nominală este constantă, dimensiunea minimă a alezajului fiind identică cu dimensiunea nominală. Diversele ajustaje se realizează modificând poziţia câmpului de toleranţă a arborelui faţă de dimensiunea nominală. Sistemul alezaj unitar este cel mai utilizat sistem în tehnică.

Sistemul arbore unitar este caracterizat de faptul că poziţia câmpului de toleranţă a arborelui rămâne constantă faţă de dimensiunea nominală, diversele ajustaje realizându-se prin modificarea poziţiei câmpului de toleranţă al alezajului. Abaterea superioară a arborelui este nulă, iar dimensiunea maximă a acestuia coincide cu dimensiunea nominală.

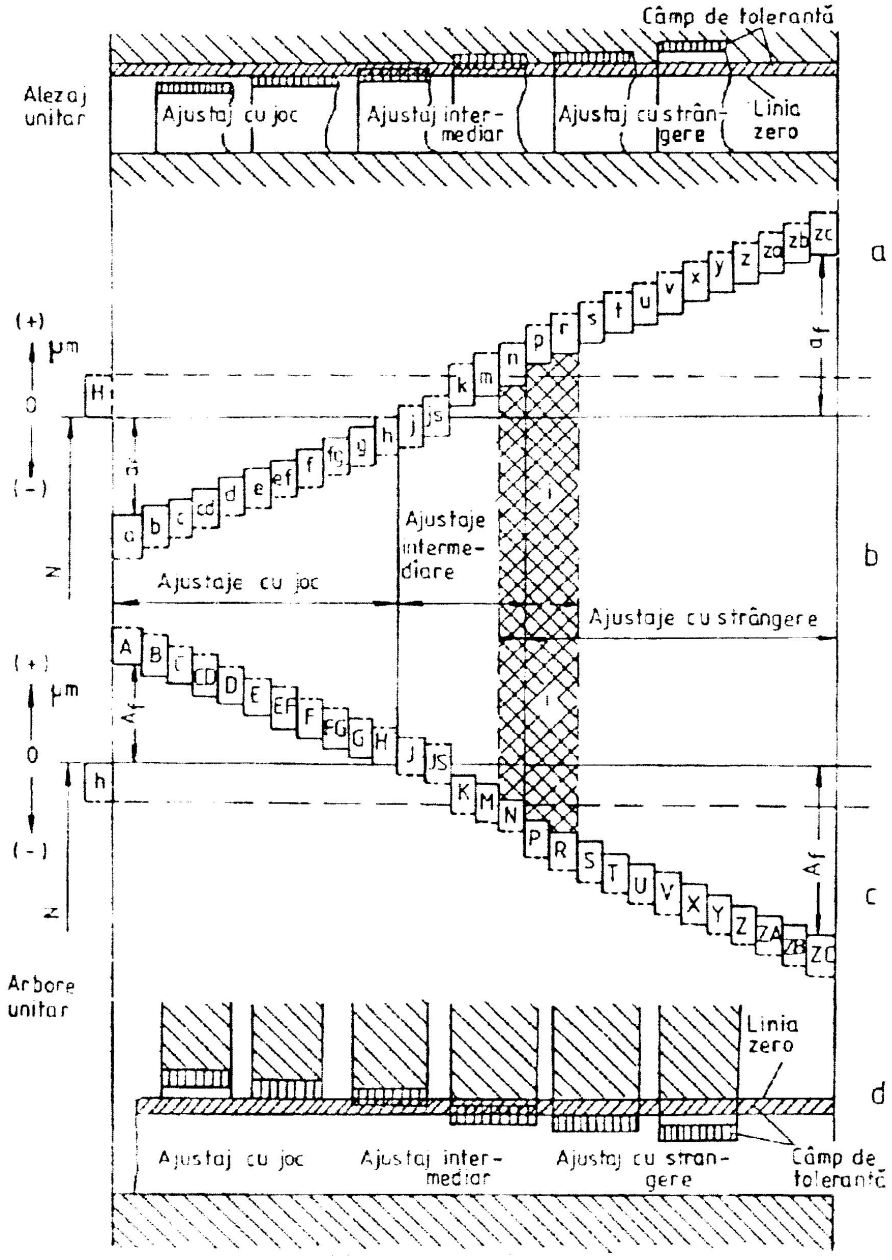

Câmp de toleranță
Alezaj unitar
Ajustaj cu joc
Ajustaj intermediar
Ajustaj cu strângere
Linia zero
a
b
c
d
(+)
(-)
μm
0
H
h
Ajustaje cu joc
Ajustaje intermediare
Ajustaje cu strângere
Arbore unitar
Ajustaj cu joc
Ajustaj intermediar
Ajustaj cu strângere
Câmp de toleranță

Fig. 5

Acest sistem se aplică numai în cazurile în care folosirea sistemului alezaj unitar este nerațională funcțional sau tehnologic.

Simbolizarea pozițiilor câmpului de toleranță al alezajului se face cu litere mari de la A la Z (inclusiv ZA, ZB si ZC) fără literele I, L, O, Q si W, iar simbolizarea câmpului de toleranță al arborelui se face cu litere mici de la a la z (inclusiv za, zb si zc) fără literele i, l, o, q si w – figura 5.

Notarea dimensiunilor tolerate se face prin valoarea lor nominală urmată de simbolul format din una sau două litere, care indică poziția câmpului de toleranță şi o cifră, care indică clasa de precizie; de exemplu: **Φ 35 h6** (STAS ISO 406).

Câmpurile de toleranță H şi h sunt limitate de linia zero (inferior şi respectiv superior). Deci în sistemul alezaj unitar simbolul câmpului de toleranță al alezajului va începe cu litera H, iar în sistemul arbore unitar simbolul câmpului de toleranță al arborelui va începe cu litera h.

Notarea ajustajelor se face numai pe desenele pieselor asamblate. Simbolul ajustajului constă dintr-o fracțiune, plasată după dimensiunea nominală (comună ambelor piese din asamblare) în care la numărător se indică simbolul câmpului de toleranță al alezajului, iar la numitor simbolul câmpului de toleranță al arborelui. De exemplu: în cazul unui ajustaj în sistemul alezaj unitar, un ajustaj poate fi simbolizat **H7/m6**, iar în sistemul arbore unitar **G6/h6** – figura 6a) şi respectiv figura 6b).

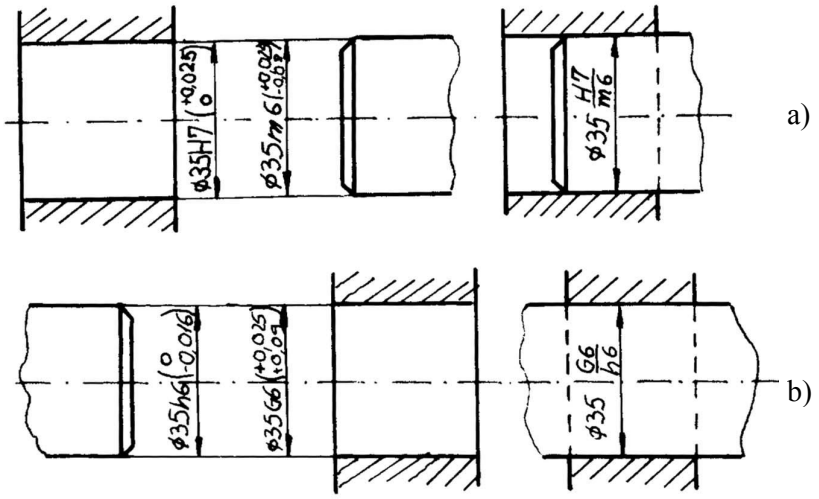


Fig. 6

Indicarea pe desene a câmpurilor de toleranță şi a ajustajelor se face conform STAS 6265/67 – STAS ISO 406.

În practică se folosesc în mod curent un număr restrâns de ajustaje, ajustajele preferențiale fiind prezentate în Tabelul 1 (pentru sistemul alezaj unitar) şi în Tabelul 2 (pentru sistemul arbore unitar).

Tabelul 1

Extras din STAS 8104/68			
	H7	H8	H11
A			a11
B			b11
D		d9	d11
E	e8		
F	f7	f8	
G	g6		
H	h6	h8	h11

Tabelul 2

Extras din STAS 8105/68					
	h6	h7	h8	h9	h11
A					A11
B					B11
D					D11
E			E7		
F		F7	F8		
G	G7				
H	H7	H7	H8	H9	H11

Observații:

- Arborele h6 formează ajustaje cu toate alezajele J7, K7, M7, N7, P7, R7, S7, U7, X7, Z7.
- Alezajul H7 formează ajustaje cu toți arborii j6, k6, m6, n6, p6, r6, s6, u6, z6.

1.5. Criterii de alegere a ajustajelor

Caracterul ajustajului depinde de funcția pe care trebuie s-o îndeplinească piesele care formează ajustajul şi este determinat de poziția relativa a câmpurilor de toleranță ale acestor piese.

La alegerea ajustajului proiectantul trebuie să țină seama de o serie de factori, dintre care cei mai importanți sunt:

- prelucrările de mare precizie, cu un cost ridicat, să fie reduse la minimum;

- suprafețele la care trebuie executate prelucrări mecanice să fie accesibile;
- montarea pieselor să fie uşoară şi fără operații de ajustaj la montare;
- condițiile reale de lucru (cum ar fi modificarea temperaturii); ajustajele adoptate conform recomandărilor sunt valabile pentru temperatura de referință 273° K;
- corozivitatea mediului ambiant etc.

Se recomandă ca la stabilirea abaterilor limită pentru dimensiunile unui ajustaj să se aplice următoarea metodică: se alege sistemul de ajustaj (de obicei se preferă sistemul alezaj unitar) şi se stabileşte caracterul necesar al ajustajului (cu joc, intermediar sau cu strângere), după care se determină jocul sau strângerea minimă funcțional necesare.

Tabelul 3

Recomandări pentru alegerea ajustajelor

Ajustajul	**Caracterul ajustajului**	**Domenii de aplicare şi exemple**
1	**2**	**3**
H11/a11 H11/b11	Jocuri foarte mari	Se foloseşte rar la unele maşini agricole, la utilaje, în construcții (ex.: lagăre utilizate în aer liber supuse intemperiilor, murdăriei etc.)
H7/c8 H8/c9 H11/c11	Jocuri mari	Asigurarea montării uşoare, joc redus dacă arborele se încălzeşte mult mai mult decât alezajul.
H6/c7 H7/e8 H8/e9 H11/d11	Jocuri mijlocii	Asamblări mobile în maşini grele (roți libere pe arbore, lagăre de alunecare în turbine şi laminoare). Arbori în lagăre distanțate şi cu lubrifiere abundentă, arbori pe mai mult de două lagăre (arborii de distribuție in lagărele motoarelor diesel, arborii pompelor centrifuge, arborii motoarelor electrice mari).
H7/f7 H8/f8	Jocuri mici	Utilizare largă în construcția lagărelor de alunecare cu viteze mijlocii şi mari, lubrifiere normală (roți dințate libere pe ax, mecanisme de cuplare, lagăre de reductoare, pompe, motoare electrice mici etc.).
		Asamblări mobile în mecanisme de

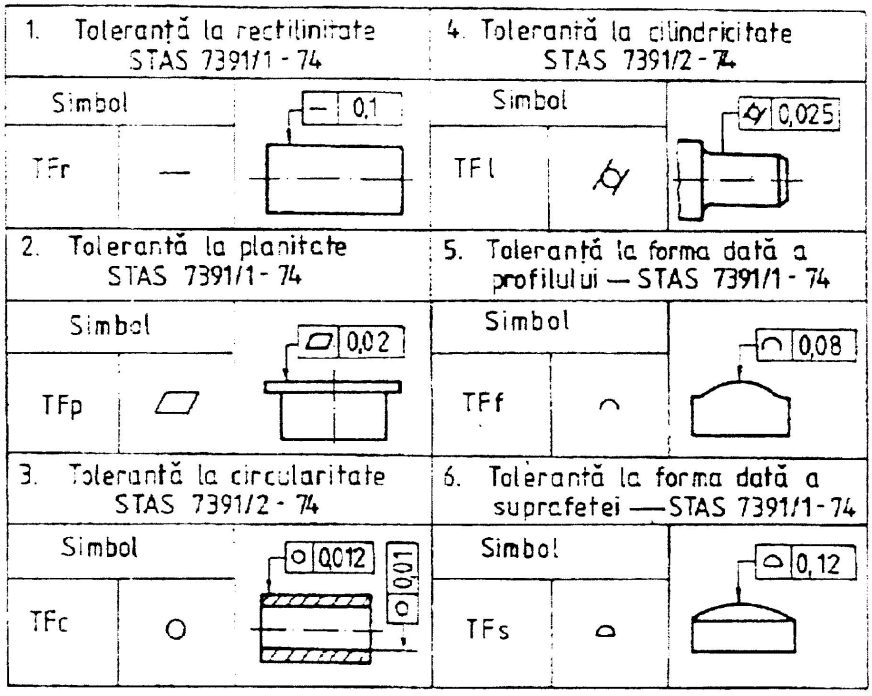
H6/g6 H7/g6	Jocuri foarte mici	precizie. Asamblări fixe de poziționare şi centrare (asamblarea arborilor principali la strungurile de precizie bucşe de ghidare în alezaje, ştifturi de centrare, roți de schimb, amplasarea ventilelor.
H6/h5 H7/h6 H8/h8 H11/h11	Joc minim egal cu zero, joc probabil foarte mic	Asamblări fixe cu poziționare precisă a elementelor (bucşe pe arborii maşinilor-unelte, roti dințate de schimb. Asamblări mobile cu ghidare precisă (articulații în mecanisme fine, în pompe comandate cu arc, capacul presetupei la etanşări). Lanțuri de dimensiuni la montarea în şir a mai multor piese (roți dințate pe axul cutiei de viteze).
H6/j6 H7/j6 H7/j7	Ajustaje intermediare cu joc probabil foarte mic sau uneori o slabă strângere probabilă	Asamblări fixe cu montare uşoară şi demontări dese (roți melcate pe arbore, centrarea semicuplajelor, coroane de roți dințate montate cu şuruburi pe corpul roții, rulmenți pe arbori în cazul solicitărilor mici şi variabile).
H6/k5 H7/k6 H8/k7 H6/m5 H7/m6 H8/m7	Ajustaje intermediare cu strângere probabilă mică (câmpurile k) sau strângere probabilă mai mare (câmpurile m)	Asamblări precise. Asigurarea lipsei de vibrații. Forța de montare redusă în cazul strângerilor probabile, dar apreciabilă în cazul strângerii maxime (ştifturi şi şuruburi de centrare, semicuplaje pe capete de arbori, came pe ax, rulmenți pe arbori, în cazul sarcinilor normale şi mari).
H7/n6 H8/n7	Ajustaje intermediare cu joc probabil extrem de redus	Asamblări foarte precise – numite asamblări strânse (ştifturi, şuruburi şi alte elemente de fixare).
H6/p5 H7/p6	Ajustaje cu strângeri mici	Fixarea pieselor la solicitări reduse sau în cazul unui element suplimentar de fixare. Montarea şi demontarea fără pericol de deteriorare. Sunt ajustaje tipice cu strângere la piese de oțel şi fontă sau alamă.
H7/r6	Ajustaj cu strângeri mijlocii	Fixarea bucşelor în lagăre, rulmenți pe arbori supuşi la solicitări mari
H7/s6	Ajustaj cu strângeri mari	Asamblări permanente sau nepermanente. Ajustaje cu strângeri mici pentru piese din neferoase.

H7/t6	Ajustaj cu strângeri foarte mari	Asamblări permanente ce asigura fixarea fără măsuri suplimentare.
H7/u6	Ajustaj cu strângeri extrem de mari	Se folosesc pentru transmiterea unor momente de torsiune, iar strângerile trebuie verificate prin calcul.
H7/x6 H7/z6	Ajustaj cu strângeri cu caracter special	Se folosesc pentru transmiterea unor momente de torsiune, iar strângerile trebuie verificate prin calcul.

Sistemul standardizat de toleranţe şi ajustaje asigură o accelerare a proiectării, productivitate înaltă de execuţie, utilizarea asamblării în flux, posibilitatea înlocuirii rapide a pieselor defecte sau uzate. De asemenea au fost elaborate standarde de toleranţe specifice şi pentru majoritatea organelor de maşini, ca de exemplu: toleranţele angrenajelor, toleranţele canelurilor, toleranţele penelor paralele, toleranţele unghiulare etc.

1.6. Precizia formei geometrice şi a poziţiei diferitelor elemente geometrice. Înscrierea pe desen STAS 7385/1.

Tabelul 4



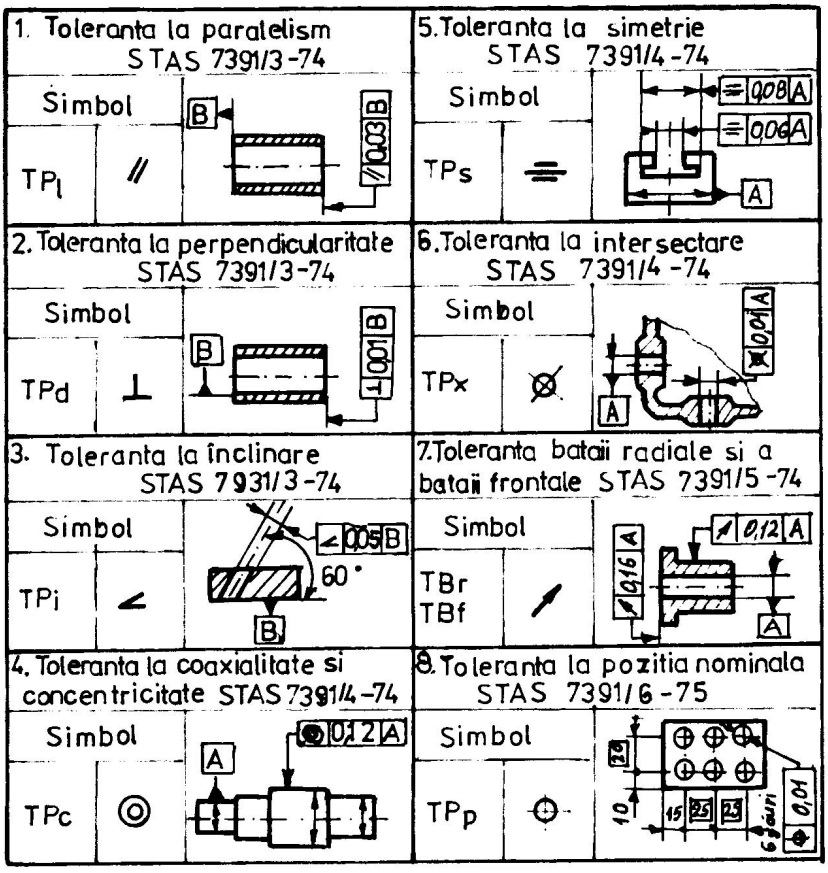
Abaterile de formă definite prin STAS 5730/75 ca abateri de ordinul 1 de mărime, cauzate de imprecizia sistemului tehnologic, maşina-unealtă – dispozitiv – piesă – sculă, pot influența negativ asupra frecării de alunecare sau rostogolire, etanşeității, caracterului ajustajului etc. Pentru diminuarea acestor neajunsuri, din condiții de funcționalitate sau interschimbabilității este necesară limitarea abaterilor de formă sau de poziție.

În acest scop au fost elaborate standarde care stabilesc atât terminologia (STAS 7384), reguli pentru înscrierea în desen (STAS 4385) cât şi valorile toleranțelor (STAS 7391).

Exemple de notare pe desene sunt prezentate în tabelele 4 si 5.

Înscrierea pe desen STAS 7385/1

Tabelul 5



1.7. Ondulații. Rugozități

Ondulațiile sunt abateri geometrice de ordinul 2 de mărime conform STAS 5730/1, a căror adâncime este mult mai mică decât pasul. Raportul dintre pas şi adâncime variază între 1:100 până la 1:1000. Sunt cauzate de avansul şi tăişul sculei, deformațiile plastice din zona de aşchiere, vibrațiile de joasă frecvență ale sistemului maşină-unealtă – piesă – sculă etc.

Ondulația suprafeței se prescrie pe desen numai atunci când este absolut necesar din punct de vedere funcțional.

Rugozitatea este determinată de ansamblul microneregularităților cu pas relativ mic în comparație cu adâncimea lor. Raportul dintre pas şi adâncime variază între 1:5 şi 1:150.

Rugozitatea cuprinde abateri geometrice de ordinul 3 (striații, rizuri) şi ordinul 4 de mărime (smulgeri, urme de sculă, goluri, pori etc.). Aceasta se formează în timpul procesului de aşchiere datorită abaterilor de formă ale sculei, parametrilor regimului de aşchiere, deformațiilor elastoplastice ale materialului, modului de formare al aşchiei, vibrațiilor sistemului maşina unealtă – sculă – piesă – dispozitiv.

Un parametru de bază în evaluarea numerică (măsurarea) rugozității este R – abaterea medie aritmetică a ordonatelor profilului în raport cu linia medie:

$$R_a = \frac{1}{l}\int_0^l |y|.dx \qquad \text{sau} \qquad R_a = \frac{\sum_{i=1}^{n} |y_i|}{n}$$

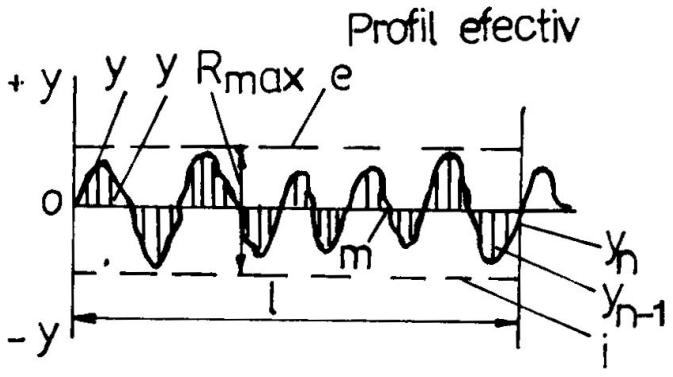


Fig. 7

Parametrii de bază care caracterizează acest sistem sunt:

m – linia medie a profilului;

R_{max} – înălțimea maximă a rugozităților în domeniul lungimii de bază l

Înscrierea rugozității în documentația de execuție este reglementată prin STAS 612/75 – SR ISO 1302 – figura 8.

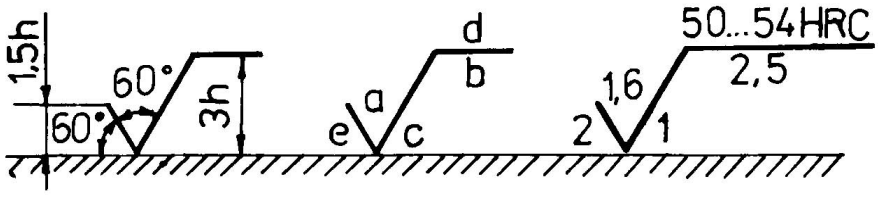


Fig.8

Se folosesc notațiile:

h – înălțimea egală cu dimensiunea nominală a seriei;

a – parametrul de profil;

b – lungimea de bază (dacă diferă de cea indicată în STAS 5730/2-75);

c – simbolul orientării neregularităților;

d – duritatea suprafețelor.

Influența rugozității asupra comportării organelor de mașini este determinată de condițiile concrete de funcționare a acestora.

Pentru alegerea și prescrierea rugozității, proiectantul trebuie să țină seama de o serie de factori, dintre care se menționează: rezistența la uzură a suprafețelor în contact, rezistența la coroziune, rezistența la solicitări variabile a materialului pieselor în mișcare, menținerea pentru o perioadă cât mai mare a ajustajului prescris pentru o îmbinare.

În tabelul 6 sunt date rugozitățile (prin intermediul parametrilor R) în funcție de tipul de prelucrare finală.

Tabelul. 6

Rugozitatea suprafeței obținută prin diferite procedee tehnologice

Denumirea procedeului	Rugozitatea suprafeței R_a (μ m)														
	0,012	0,025	0,05	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50	100	
Turnare în nisip											▬	▬	▬	▬	
Turnare în cochilie *								▬	▬	▬	▬				
Turnare sub presiune *						▬	▬	▬	▬						
Forjare, Matrițare *							▬	▬	▬	▬	▬	▬			
Sablare, tăiere cu fierăstrăul, tăiere cu flacără										▬	▬	▬	▬	▬	
Laminare la cald											▬	▬	▬	▬	
Laminare, rulare şi tragere la rece*					▬	▬	▬	▬							
Extrudare *					▬	▬	▬	▬							
Strunjire, frezare, Adâncire				▬	▬	▬	▬	▬	▬	▬	▬	▬			
Burghiere							▬	▬	▬	▬	▬	▬			
Rabatare								▬	▬	▬	▬	▬			
Alezare						▬	▬	▬	▬						
Broşare						▬	▬	▬	▬						
Rectificare				▬	▬	▬	▬	▬	▬	▬					
Polizare, honuire			▬	▬	▬	▬	▬	▬							
Superfinisare, lepuire Severuire		▬	▬	▬	▬	▬	▬								
Lustruire		▬	▬	▬	▬										

▬ Valori mai frecvente ale rugozității, obținute prin procedeul respectiv.

* Rugozitatea suprafeței piesei depinde de rugozitatea suprafeței matriței, cochiliei, filierei etc.

2. Desenul de execuție pentru un reper (piesa)

Desenul de execuție (**DE**) este reprezentarea grafică în 1 – 3 vederi a unei piese ce urmează a fi executate, având rupturi, secțiuni, detalii

efectuate astfel încât, în cel puţin o vedere, să fie reprezentate toate suprafeţele piesei de executat. **DE** este documentul de bază pentru proiectarea procesului tehnologic în vederea realizării piesei.

Sunt cotate toate suprafeţele piesei. Cotele sunt însoţite de abateri. După rolul funcţional al suprafeţelor unei piese, avem două tipuri de cote:

A. Suprafeţe care vor intra într-o relaţie ulterioară de asamblare cu suprafeţe corespunzătoare ale altor piese, în cadrul unui ansamblu. În această situaţie avem o cotă care se înscrie în sistemul dimensiunilor tolerate ISO, care face parte dintr-un viitor ajustaj ISO şi notarea dimensiunii tolerate se face prin valoarea lui nominală urmată de simbolul format din una sau două litere (care indică poziţia câmpului de toleranţă) şi o cifra (care indică clasa de precizie); de exemplu $\theta 35$ h 6 sau explicit prin specificarea valorii abaterilor, de exemplu: $\theta 35$ h 6 = $\theta 35_{-0,016}^{0}$.

B. Suprafeţe care nu intră într-o relaţie de asamblare, denumite suprafeţe libere. În această situaţie, cota cuprinde valoarea nominală a dimensiunii urmată de abatere limită pentru dimensiuni fără indicaţii de toleranţă.

Prin abateri limită pentru dimensiuni fără indicaţii de toleranţă se înţeleg acelea care nu sunt înscrise pe linia de cotă, după valoarea nominală, după regulile indicate anterior şi sunt menţionate prin note în câmpul desenului. Ele se referă la dimensiuni care nu formează ajustaje şi pentru care este satisfăcătoare precizia corespunzătoare condiţiilor obişnuite de execuţie prin procedeul tehnologic respectiv. Astfel de toleranţe sunt reglementate pentru: aşchiere, turnare, forjare, ambutisare.

Prin STAS 2300-75 se reglementează abaterile limită pentru dimensiuni fără indicaţii de toleranţă, obţinute prin aşchiere. Nivelul tehnologic putând fi variabil în limite destul de largi, standardul prevede trei clase de abateri limită: fină, mijlocie şi grosolană. Valorile abaterilor limită sunt valori rotunjite ale toleranţelor fundamentale din sistemul ISO şi anume: IT 12 pentru clasa fină, IT 14 pentru clasa mijlocie şi IT 16 pentru clasa grosolană, câmpurile de toleranţă fiind plasate simetric faţă de linia zero atât pentru dimensiuni de tip arbore, cât şi pentru dimensiuni de tip alezaj; de exemplu, pentru 50 mm: ± 0,3 la clasa mijlocie. Cota devine $50 \pm 0{,}3$.

Se admite şi prescrierea unor abateri limită numai în plus pentru alezaje, respectiv numai în minus pentru arbori, păstrând însă acelaşi câmp de toleranţă. Astfel, în caz de necesitate, pentru dimensiunea de 50

mm se poate prevedea $^{+0,6}_{0}$ pentru un alezaj sau $^{0}_{-0,6}$ pentru un arbore. De asemenea se admite indicarea unei valori unice, oricare ar fi valoarea dimensiunii nominale, dacă nu este o prea mare disproporţie între diferitele dimensiuni fără indicaţii de toleranţă, obţinute prin aşchiere.

Există şi posibilitatea indicării implicite a abaterilor la cotele dimensiunilor libere prin trecerea la condiţiile tehnice de execuţie a clasei de abateri limite cf. STAS 2300-75.

În D.E. se specifică abaterile de la forma geometrică a suprafeţelor şi abaterile de la poziţia reciprocă a suprafeţelor cf. paragraf 2.6 din lucrare cât şi ondulaţiile şi rugozităţile cf. paragraf 2.7 din lucrare. Rugozitatea a cărei valoare este aceeaşi pentru mai multe suprafeţe, poate fi trecută o singură dată, prin simbol, deasupra indicatorului. Condiţiile tehnice care sunt înscrise în cuprinsul desenului se referă la:

- tratamentul termic, termochimic sau mecanic la care va fi supusă piesa în cadrul procesului tehnologic de execuţie şi caracteristica asupra căreia se intervine prin acest tratament; ex.: cementare (carburare + călire + revenire joasă) duritate 62 – 65 HRC;
- o eventuală ordine de execuţie preferenţială a anumitor suprafeţe sau operaţii tehnologice;
- indicaţii de ambalare – transport, coduri de culori;
- tipul de execuţie care stabileşte nivelul de precizie a abaterilor dimensiunilor libere etc.

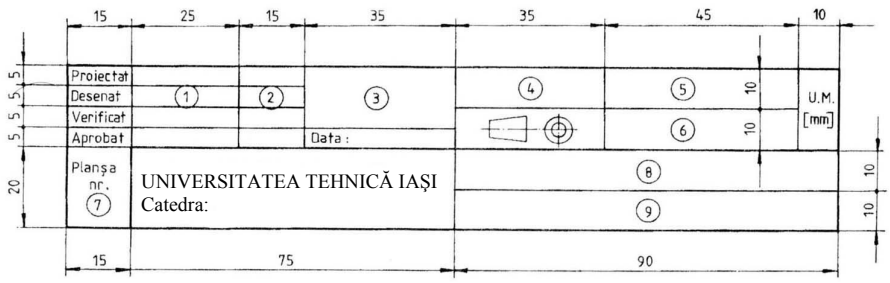
Desenul de execuţie se va executa într-un format folosit în desenul tehnic industrial (A_1, A_2 , A_3 , A_4, A_5).

Indicatorul se aplică pe toate desenele de execuţie, care alcătuiesc documentaţia tehnică în construcţia de maşini, având forma din figura 9 şi dimensiunile reglementate prin SR ISO 7200.

El serveşte la identificarea desenului şi a modificărilor operate pe acesta, amplasându-se în colţul din dreapta jos al formatului, pe chenar, în poziţia de citire obişnuită a reprezentării.

La trasarea indicatorului se foloseşte linia continuă groasă (A) şi linia continuă subţire (B).

Cu ajutorul acestor linii, sunt delimitate o serie de căsuţe, care se completează potrivit recomandărilor din figura 9.



Recomandări privind completarea indicatorului

Nr. rubrică	Conținutul rubricilor
1	Numele și prenumele persoanelor responsabile
2	Semnături
3	Scara (scările) de reprezentare
4	Rugozitățile suprafețelor
5	Materialul piesei
6	Formatul planșei
7	Numărul planșei. Rubrica se completează numai în cazul în care desenul este executat pe mai multe planse
8	Denumirea desenului
9	Numărul desenului

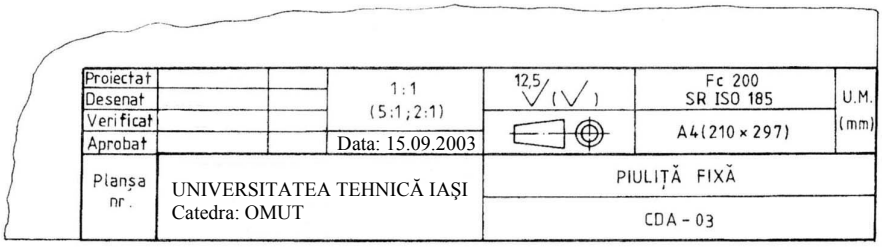


Fig. 9

3. Modul de lucru

a - Se conspectează elementele parţii teoretice a lucrării;
b – Se relevează un arbore cu ajutorul unui şubler;
c – Conducătorul lucrării va indica sistemul de ajustaj în care se lucrează şi zonele în care se formează ajustaje;
d – Se aleg tipurile de ajustaje în baza recomandărilor (tab.3);
e – Pe schiţa obţinută se trec câmpurile de toleranţe şi valoarea abaterilor pentru dimensiunile tolerate (anexa 1);
f – Se prescriu pe desen precizia formei geometrice şi a poziţiei diferitelor elemente geometrice;
g – În urma indicării tipului de prelucrare finală se prescrie valoarea rugozităţii pentru diferite suprafeţe (tab.6);
h – Pe baza schiţei obţinute se efectuează desenul de execuţie al arborelui.

Exemplu de desen de execuţie al unui arbore realizat în AUTOCAD – figura 10.

Coordonatele punctelor reprezentate pe desen:

A(60,70) B(60,90) C(62,92) D(107,92) E(112,97)
F(142,97) G(147,92) H(177,92) I(179,90) J(184,90)
K(209,90) L(211,88) M(211,70) N(209,70) R(179,70)
S(177,70) T(147,70) U(142,70) V(119,70) X(112,70)
Z(107,70) Z(62,70)

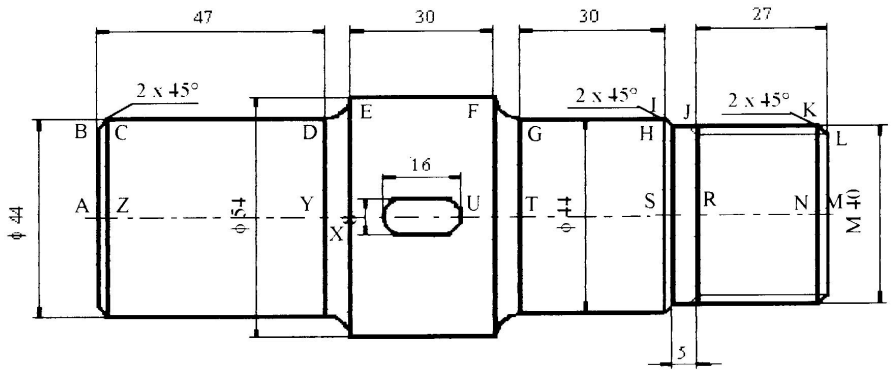


Fig. 10

Command: TRACE
<R>
Trace widht <0.0500>:0.5
From point: 60,70 – punctul A
<R>
To point: 60,90 – punctul B
<R>
To point: @2,2 – punctul C
<R>
To point: @45,0 – punctul D
<R>
To point:
<R>
Command: PLINE
<R>
From point: 107,92
<R>
Current line-width is 0.0000
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: W
<R>
Starting width <0.0000>: 0.5
<R>
Ending width <0.5000>:
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>:A
<R>
Angle/Center/Close/Direction/Halfwidth/Line/Radius/Second pt/Undo/Width/<Endpoint of arc>: R
<R>
Radius:5
<R>
Angle/<End point>: @5,5 – punctul E
<R>
Angle/Center/Close/Direction/Halfwidth/Line/Radius/Second pt/Undo/Width/<Endpoint of arc>: L
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @30,0 – punctul F
<R>

Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: A
<R>
Angle/Center/Close/Direction/Halfwidth/Line/Radius/Second pt/Undo/Width/<Endpoint of arc>: R
<R>
Radius: 5
<R>
Angle/<End point>: @5,-5 – punctul G
<R>
Angle/Center/Close/Direction/Halfwidth/Line/Radius/Second pt/Undo/Width/<Endpoint of arc>: L
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @30,0 – punctul H
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @2,-2 – punctul I
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @5,0 – punctul J
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @25,0 – punctul K
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @2,-2 – punctul L
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @0,-18 – punctul M
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>:
<R>
Command: PLINE
<R>
From point: 209,90 – punctul K
<R>
Current line-width is 0.5000
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>:
<R>
Command: PLINE

<R>
From point: 209,90 – punctul N
<R>
Current line-width is 0.5000
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @0,-20
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>:
<R>
Command: TRACE
<R>
Trace width <0.0500>: 0.5
From point: 179,90 – punctul I
<R>
To point: @0,-20 – punctul R
<R>
To point:
<R>
Command: TRACE
<R>
Trace width <0.5000>:
From point> 177,92 – punctul N
<R>
To point: @0,-22 – punctul S
<R>
To point:
<R>
Command: TRACE
<R>
Trace width <0.5000>:
From point: 147,92 – punctul G
<R>
To point: @0,-22 – punctul T
<R>
To point:
Command: TRACE
<R>
Trace width <0.5000>:
From point: 142,97 – punctul F
<R>

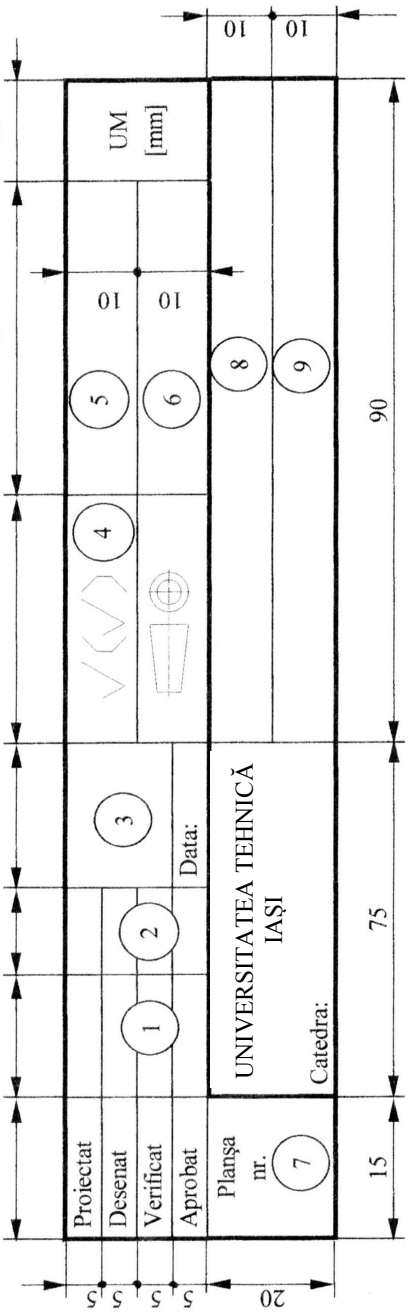
To point: @0,-27 – punctul U
<R>
To point:
<R>
Command:TRACE
<R>
Trace width <0.5000>:
From point: 112,97 – punctul E
<R>
To point: @0,-27 – punctul X
<R>
To point:
<R>
Command:TRACE
<R>
Trace width <0.5000>:
From point: 107,92 – punctul D
<R>
To point: @0.-22 – punctul Y
<R>
To point:
<R>
Command: TRACE
<R>
Trace width <0.5000>:
From point: 62,92 – punctul C
<R>
To point: @0,-22 – punctul Z
<R>
To point:
<R>
Command: PLINE
<R>
From point: 119,70 – punctul V
<R>
Current line-width is 0.5000
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: A
<R>

Angle/Center/Close/Direction/Halfwidth/Line/Radius/Second pt/Undo/Width/<Endpoint of arc>: A
<R>
Included angle: -90
<R>
Center/Radius/<Endpoint>: C
<R>
Center point: 123,70
<R>
Angle/Center/Close/Direction/Halfwidth/Line/Radius/Second pt/Undo/Width/<Endpoint of arc>: L
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: L
<R>
Length of line: 8
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: A
<R>
Angle/Center/Close/Direction/Halfwidth/Line/Radius/Second pt/Undo/Width/<Endpoint of arc>: A
<R>
Included angle: -90
<R>
Center/Radius/<Endpoint>: C
<R>
Center point: 131,70
<R>
Angle/Center/Close/Direction/Halfwidth/Line/Radius/Second pt/Undo/Width/<Endpoint of arc>:
<R>
Command: PLINE
<R>
From point: 211,88 – punctul L
<R>
Current line-width is 0.5000
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: W
<R>
Starting width <0.5000>: 0
<R>

Ending width <0.0000>:
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @-27,0
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @-2,2
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>:
<R>
Command: PLINE
<R>
From point: 184,90
<R>
Current line-width is 0.0000
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: W
<R>
Starting width <0.0000>: 0.5
<R>
Ending width <0.5000>:
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>: @0,-20
<R>
Arc/Close/Halfwidth/Length/Undo/Width/<Endpoint of line>:
<R>
Command: MIRROR
<R>
Select objects: W
<R>
First corner: - se indică primul colţ al ferestrei
<R>
Other corner: - se indică al doilea colţ astfel încât să fie cuprins în fereastră tot desenul
<R>
Select objects:
First point of mirror line: 60,70
<R>
Second point: 70,70
<R>
Delete old objects? <N>
<R>
Command: REDRAW
<R>

Indicator – extras din SR ISO 7200

Forma și dimensiunile indicatorului utilizat în desenul tehnic.



1. Spațiul pentru înscrierea numelui persoanelor responsabile
2. Spațiul pentru semnături
3. Spațiul pentru indicarea scării (scărilor) de reprezentare
4. Spațiul pentru indicarea rugozității suprafețelor
5. Spațiul pentru indicarea materialului
6. Spațiul pentru indicarea formatului planșei
7. Spațiul pentru indicarea numărului planșei
   (se va completa numai în cazul în care desenul se reprezintă pe mai multe planșe)
8. Spațiul pentru denumirea desenului
9. Spațiul pentru numărul desenului

Toleranțe ISO „Sistem alezaj unitar” – extras SR EN 20286-2

ALEZAJ UNITAR																							
DIMENSIUNI NOMINALE	Abaterea alezajului	ARBORI								Abaterea alezajului	ARBORI											
		Semi liber	Alunecător	Frecare	Aderent	Forjat	Blocat	Presat special	Presat special		Larg	Liber	Semi liber	Alunecător	Frecare	Aderent	Forjat	Blocat	Presat uşor	Presat uşor	Presat	Presat la cald
	H6	g5	h5	j5	k5	m5	n5	r5	s5	H7	e8	f7	g6	h6	j6	K6	m6	n6	p6	r6	s6	u6
	jE1	jd1	je1	ta1	tb1	tc1	td1	su1	sv1	jE2	jb2	jc2	jd2	je2	ta2	tb2	tc2	td2	sa2	sa2 sb2	sb2	sc2
- 3	+6	-2 -6	-4	+2 -2	+4	+6 +2	+8 +4	+14 +10	+18 +14	+10	-14 -28	-6 -16	-2 -8	-6	+4 -2	+6	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	+24 +18
3 – 6	+8	-4 -9	-5	+3 -2	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+20 +15	+24 +19	+12	-20 -38	-10 -22	-4 -12	-8	+6 -2	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	+31 +23
6 – 10	+9	-5 -11	-6	+4 -2	+7 +1	+12 +6	+16 +10	+25 +19	+29 +23	+15	-25 -47	-13 -28	-5 -14	-9	+7 -2	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	+37 -28
10 – 18	+11	-6 -14	-8	+5 -3	+9 +1	+15 +7	+20 +12	+31 +23	+36 +28	+18	-32 -59	-16 -34	-6 -17	-11	+8 -3	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	+44 +33
18 – 30	+13	-7 -16	-9	+5 -4	+11 +2	+17 +8	+24 +15	+37 +28	+44 +35	+21	-40 -73	-20 -41	-7 -20	-13	+9 -4	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	+54 +41 +61 +48
30 – 40	+16	-9 -20	-11	+6 -5	+13 +2	+20 +9	+26 +17	+45 +34	+54 +43	+25	-50 -89	-25 -50	-9 -25	-16	+11 -5	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+76 +60
40 – 50																						+86 +70
50 – 65	+19	-10 -23	-13	+6 -7	+15 +2	+24 +11	+33 +20	+54 +41	+66 +53	+30	-60 -106	-30 -60	-10 -29	-19	+12 -7	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+106 +87
65 – 80								+56 +43	+72 +59											+62 +43	+78 +59	+121 +102
80 – 100	+22	-12 -27	-15	+6 -9	+18 +3	+28 +13	+38 +23	+66 +51	+86 +71	+35	-72 -126	-36 -71	-12 -34	-22	+13 -9	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+146 +124
100 – 120								+69 +54	+94 +79											+76 +54	+101 +79	+166 +144
120 – 140	+25	-14 -32	-18	+7 -11	+21 +3	+33 +15	+45 +27	+81 +63	+110 +92	+40	-85 -148	-43 -83	-14 -39	-25	+14 -11	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+117 +92	+195 +170
140 – 160								+83 +65	+118 +100											+90 +65	+125 +100	+215 +190
160 – 180								+86 +68	+126 +108											+93 +68	+133 +108	+235 +210
180 – 200	+29	-15 -35	-20	+7 -13	+24 +4	+37 +17	+51 +31	+97 +77	+142 +122	+46	-100 -172	-50 -96	-15 -44	-29	+16 -13	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+106 +77	+151 +122	+265 +236
200 – 225								+100 +80	+150 +130											+109 +80	+159 +130	+287 +258
225 – 250								+104 +84	+160 +140											+113 +84	+169 +140	+313 +284
250 – 280	+32	-17 -40	-23	+7 -16	+27 +4	+43 +20	+57 +34	+117 +94	+181 +158	+52	-110 -191	-56 -108	-17 -49	-32	+16 -16	+36 +4	+52 +20	+66 +34	+88 +56	+126 +94	+190 +158	+347 +315
280 – 315								+121 +98	+193 +170											+130 +98	+202 +170	+382 +350
315 – 355	+36	-18 -43	-25	+7 -18	+29 +4	+46 +21	+62 +37	+133 +108	+215 +190	+57	-125 -214	-62 -119	-18 -54	-36	+18 -18	+40 +4	+57 +21	+73 +37	+98 +62	+144 +108	+226 +190	+426 +390
355 – 400								+139 +114	+233 +208											+150 +114	+244 +208	+471 +435
400 – 450	+40	-20 -47	-27	+7 -20	+32 +5	+50 +23	+67 +40	+153 +126	+259 +232	+63	-135 -232	-68 -131	-20 -60	-40	+20 -20	+45 +5	+63 +23	+80 +40	+108 +68	+166 +126	+272 +232	+530 +490
450 – 500								+159 +132	+279 +252											+172 +132	+292 +252	+580 +540

ALEZAJ UNITAR												
Abaterea alezajului	**ARBORI**		**Abaterea alezajului**	**ARBORI**			**Abaterea alezajului**	**ARBORI**				**NOTĂ**
	Liber	Alunecător		Foarte larg	Liber	Alunecător		Foarte larg	Larg	Liber	Alunecător	Pt. H12 şi H13, vezi arbore unitar
H8	f8	h8	H9	d10	e9	h9	H11	b11	c11	d11	h11	**DIMENSIUNI NOMINALE**
jE3	jc3	je4	jE4	ja4	jc4	je4	jE6	ja6	jb6	jc6	je6	
+14	-6 -20	-14	+25	-20 -60	-14 -39	-25	+60	-140 -200	-60 -120	-20 -80	-60	- 3
+18	-10 -28	-18	+30	-30 -78	-20 -50	-30	+75	-140 -215	-70 -145	-30 -105	-75	3 – 6
+22	-13 -35	-22	+36	-40 -98	-25 -61	-36	+90	-150 -240	-80 -170	-40 -130	-90	6 – 10
+27	-16 -43	-27	+43	-50 -120	-32 -75	-43	+110	-150 -260	-95 -205	-50 -160	-110	10 – 18
+33	-20 -53	-33	+52	-65 -149	-40 -92	-52	+130	-160 -290	-110 -240	-65 -195	-130	18 – 30
+39	-25 -64	-39	+62	-80 -180	-50 -112	-62	+160	-170 -330	-120 -280	-80 -240	-160	30 – 40
								-180 -340	-130 -290			40 – 50
+46	-30 -76	-46	+74	-100 -220	-60 -134	-74	+190	-190 -380	-140 -330	-100 -290	-190	50 – 65
								-200 -390	-150 -340			65 – 80
+54	-36 -90	-54	+87	-120 -260	-72 -159	-87	+220	-220 -440	-170 -390	-120 -340	-220	80 – 100
								-240 -460	-180 -400			100 – 120
+63	-43 -106	-63	+100	-145 -305	-85 -185	-100	+250	-260 -510	-200 -450	-145 -395	-250	120 – 140
								-280 -530	-210 -460			140 – 160
								-310 -560	-230 -480			160 – 180
+72	-50 -122	-72	+115	-170 -355	-100 -215	-115	+290	-340 -630	-240 -530	-170 -460	-290	180 – 200
								-380 -670	-260 -550			200 – 225
								-420 -710	-280 -570			225 – 250
+81	-56 -137	-81	+130	-190 -400	-110 -240	-130	+320	-480 -800	-300 -620	-190 -510	-320	250 – 280
								-540 -860	-330 -650			280 – 315
+89	-62 -151	-89	+140	-210 -440	-125 -265	-140	+360	-600 -960	-360 -720	-210 -570	-360	315 – 355
								-680 -1040	-400 -760			355 – 400
+97	-68 -165	-97	+155	-230 -480	-135 -290	-155	+400	-760 -1160	-440 -840	-230 -630	-400	400 – 450
								-840 -1240	-480 -880			450 – 500

ARBORE UNITAR																				
DIMENSIUNI NOMINALE	Abaterea arborelui	Abaterile alezajului						Abaterea arborelui	Abaterile alezajului								Abaterea arborelui	Abaterile alezajului	
		Semi liber	Alunecare	Frecare	Aderent	Forţat	Blocat		Liber	Semi liber	Alunecare	Frecare	Aderent	Forţat	Blocat	Presat uşor	Presat		Liber	Alunecător
	h5	G6	H6	J6	K6	M6	N6	h6	F7	G7	H7	J7	K7	M7	N7	P7	R7	h8	F8	H8
	je1	JD1	JE1	TA1	TB1	TC1	TD1	je2	JC2	JD2	JE2	TA2	TB2	TC2	TD2	SA2	SB2	je3=4	JC3	JE3
- 3	-4	+8 +2	+6	+2 -4	-6	-2 -8	-4 -10	-6	+16 +6	+12 +2	+10	+4 -6	-10	-2 -12	-4 -14	-6 -16	-10 -20	-14	+20 +6	+14
3 – 6	-5	+12 +4	+8	+5 -3	+2 -6	-1 -9	-5 -13	-8	+22 +10	+16 +4	+12	+6 -6	+3 -9	-12	-4 -16	-8 -20	-11 -23	-18	+28 +10	+18
6 – 10	-6	+14 +5	+9	+5 -4	+2 -7	-3 -12	-7 -16	-9	+28 +13	+20 +5	+15	+8 -7	+5 -10	-15	-4 -19	-9 -24	-13 -28	-22	+35 +13	+22
10 – 18	-8	+17 +6	+11	+6 -5	+2 -9	-4 -15	-9 -20	-11	+34 +16	+24 +6	+18	+10 -8	+6 -12	-18	-5 -23	-11 -29	-16 -34	-27	+43 +16	+27
18 – 30	-9	+20 +7	+13	+8 -5	+2 -11	-4 -17	-11 -24	-13	+41 +20	+28 +7	+21	+12 -9	+6 -15	-21	-7 -28	-14 -35	-20 -41	-33	+53 +20	+33
30 – 40	-11	+25 +9	+16	+10 -6	+3 -13	-4 -20	-12 -28	-16	+50 +25	+34 +9	+25	+14 -11	+7 -18	-25	-8 -33	-17 -42	-25 -50	-39	+64 +25	+39
40 – 50																				
50 – 65	-13	+29 +10	+19	+13 -6	+4 -15	-5 -24	-14 -33	-19	+60 +30	+40 +10	+30	+18 -12	+9 -21	-30	-9 -39	-21 -51	-30 -60	-46	+76 +30	+46
65 – 80																	-32 -62			
80 – 100	-15	+34 +12	+22	+16 -6	+4 -18	-6 -28	-16 -38	-22	+71 +36	+47 +12	+35	+22 -13	+10 -25	-35	-10 -45	-24 -59	-38 -73	-54	+90 +36	+54
100 – 120																	-41 -76			
120 – 140	-18	+39 +14	+25	+18 -7	+4 -21	-8 -33	-20 -45	-25	+83 +43	+54 +14	+40	+26 -14	+12 -28	-40	-12 -52	-28 -68	-48 -88	-63	+106 +43	+63
140 – 160																	-50 -90			
160 – 180																	-53 -93			
180 – 200	-20	+44 +15	+29	+22 -7	+5 -24	-8 -37	-22 -51	-29	+96 +50	+61 +15	+46	+30 -16	+13 -33	-46	-14 -60	-33 -79	-60 -106	-72	+122 +50	+72
200 – 225																	-63 -109			
225 – 250																	-67 -113			
250 – 280	-23	+49 +17	+32	+25 -7	+5 -27	-9 -41	-25 -57	-32	+108 +56	+69 +17	+52	+36 -16	+16 -36	-52	-14 -66	-36 -88	-74 -126	-81	+137 +56	+81
280 – 315																	-78 -130			
315 – 355	-25	+54 +18	+36	+29 -7	+7 -29	-10 -46	-26 -62	-36	+119 +62	+75 +18	+57	+39 -18	+17 -40	-57	-16 -73	-41 -98	-87 -144	-89	+151 +62	+89
355 – 400																	-93 -150			
400 – 450	-27	+60 +20	+40	+33 -7	+8 -32	-10 -50	-27 -67	-40	+131 +68	+83 +20	+63	+43 -20	+18 -45	-63	-17 -80	-45 -108	-103 -166	-97	+165 +68	+97
450 – 500																	-109 -172			

ARBORE UNITAR										
Abaterea arborelui	**Abaterile alezajului**			**Abaterea arborelui**	**Abaterile alezajului**					**DIMENSIUNI NOMINALE**
	Foarte larg	Liber	Alunecător		Foarte larg	Liber	Alunecător	Alunrcător	Alunecător	
h9	D10	E9	H9	h11	B11	D11	H11	H12	H13	
je4	JA4	JC4	JE4	je6	JA6	JC6	JE6	JE7	JE8	
-25	+60 +20	+39 +14	+25	-60	+200 +140	+80 +20	+60	+100	+40	- 3
-30	+78 +30	+50 +20	+30	-75	+215 +140	+105 +30	+75	+120	+80	3 – 6
-36	+98 +40	+61 +25	+36	-90	+240 +150	+130 +40	+90	+150	+220	6 – 10
-43	+120 +50	+75 +32	+43	-110	+260 +150	+160 +50	+110	+180	+270	10 – 18
-52	+149 +65	+92 +40	+52	-130	+290 +160	+195 +65	+130	+210	+330	18 – 30
-62	+180 +80	+112 +50	+62	-160	+330 +170	+240 +80	+160	+250	+390	30 – 40
					+340 +180					40 – 50
-74	+220 +100	+134 +60	+74	-190	+380 +190	+290 +100	+190	+300	+460	50 – 65
					+390 +200					65 – 80
-87	+260 +120	+159 +72	+87	-220	+440 +220	+340 +120	+220	+350	+540	80 – 100
					+460 +240					100 – 120
-100	+305 +145	+185 +85	+100	-250	+510 +260	+395 +145	+250	+400	+630	120 – 140
					+530 +280					140 – 160
					+560 +310					160 – 180
-115	+355 +170	+215 +100	+115	-290	+630 +340	+460 +170	+290	+460	+720	180 – 200
					+670 +380					200 – 225
					+710 +420					225 – 250
-130	+400 +190	+240 +110	+130	-320	+800 +480	+510 +190	+320	+520	+810	250 – 280
					+860 +540					280 – 315
-140	+440 +210	+265 +125	+140	-360	+960 +600	+570 +210	+360	+570	+890	315 – 355
					+1040 +680					355 – 400
-155	+480 +230	+290 +135	+155	-400	+1160 +760	+630 +230	+400	+630	+970	400 – 450
					+1240 +840					450 – 500

VERIFICAREA ASAMBLĂRILOR SUDATE

Aplicația se referă la verificarea principalelor suduri utilizate în construcția unui recipient metalic din oțel ce funcționează la o anumită presiune interioară.

1. Fundamente teoretice

1.1. Ipoteze simplificatoare

Asamblările sudate sunt asamblări nedemontabile între două materiale identice sau similare, obținute prin încălzirea locală a pieselor până la topire sau plasticizare, cu sau fără adaos de material.

Datorită complexității structurale ale cordoanelor de sudură precum şi a modului de solicitare a acestora, calculul sudurilor este un calcul convențional, care are la bază următoarele ipoteze simplificatoare:

a. distribuția uniformă a tensiunilor în cordoanele de sudură;

b. neglijarea influenței tensiunilor remanente apărute după sudare asupra rezistenței mecanice a asamblării;

c. neglijarea relației dintre calificarea executantului şi calitatea sudurii (se acceptă că toți sudorii sunt la fel de buni);

d. lungimea de calcul a cordonului de sudură se consideră:

$l_c = l_s$, în cazul sudurilor fără capete (închise);

$l_c = l_s - 2a$, în cazul sudurilor cu capete (deschise);

e. înălțimea cordonului de sudură se consideră:

a = s în cazul sudurilor cap la cap;

$a = (\sqrt{2}/2) \cdot s$ în cazul sudurilor de colț.

În aceste relații, l_s este lungimea reală a cordoanelor de sudură, iar s este grosimea tablelor din îmbinare.

Calculul cordoanelor de sudură se face comparând tensiunea efectivă din cordonul de sudură cu tensiunea admisibilă din acelaşi cordon. Astfel:

- pentru solicitări simple:

$$\sigma_s \leq \sigma_{as}$$

$$\tau_s \leq \tau_{as}$$

- pentru solicitări compuse:

$$\sigma_{ech.s} \leq \sigma_{as}$$

cu:

$$\sigma_{ech.s} = \sqrt{\sigma_s^2 + 1{,}8 \cdot \tau_s^2} \text{ unde:}$$

σ_s - este tensiunea efectivă normală din cordonul de sudură;

τ_s - este tensiunea efectivă tangențială din cordonul de sudură;

σ_{as} şi τ_{as} sunt tensiunile admisibile din cordonul de sudură.

Tensiunile vor fi calculate pentru fiecare tip de sudură în parte. Tensiunile unitare admisibile din cordoanele de sudură σ_{as} sau τ_{as} se calculează în funcție de tensiunea admisibilă a materialului de bază (materialul mai slab din îmbinare) cu relațiile:

$$\sigma_{as} = V \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \frac{\sigma_{cb}}{c} \text{ şi } \tau_{as} = V \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \frac{\tau_{cb}}{c}$$

unde:

V - coeficient ce ține cont de tipul sudurii şi al solicitării.

Tipul solicitării	**Felul solicitării**	**Coeficientul V**
Cap la cap	Compresiune	1
	Tracțiune	0,8
	Încovoiere	0,85
	Forfecare	0,65
	Torsiune	65
De colț	Toate solicitările	0,65

K_1 - coeficient dependent de precizia cunoaşterii încărcării exterioare (K_1 = 0,8…..1);

K_2 - coeficient dependent de prezența controlului de calitate al cordonului de sudură;

K_2 = 0,8 când nu se execută control riguros;

K_2 = 1 când se execută control cu raze X sau γ;

K_3 - coeficient dependent de prezența şocurilor şi a vibrațiilor (K_3 = 1 pentru solicitări statice);

σ_{cb}, τ_{cb} - tensiuni de curgere ale materialului de bază;

$\tau_{cb} = (0{,}5.....0{,}65)\sigma_{cb}$;

c - coeficient de siguranţă cu valori c = 1,4….4 în funcţie de tipul utilajului şi de gravitatea avariei ce ar avea loc în cazul ruperii cordonului de sudură.

Variația limitei de curgere cu temperatura pentru principalele mărci de oțel utilizate în mod curent în construcția recipienților sub presiune este dată de tabelul următor:

Marca oțelului	Grosimea tablei	Limita de curgere σ_{cb} [Mpa]						
		Temperatura [^{o}C]						
		20	200	250	300	350	400	450
R 37	s<16	240	175	155	135	120	100	-
	16<s<40	230	168	152	132	117	93	-
	40<s<60	210	165	148	126	114	88	-
R 44	s<16	290	205	185	155	135	120	-
	16<s<40	280	200	176	149	128	108	-
	40<s<60	260	192	170	138	120	104	-
R 52	s<16	360	255	235	215	195	165	-
	16<s<40	350	245	215	195	165	145	-
	40<s<60	340	235	205	175	145	125	-
K 41	s<16	260	205	183	158	142	138	163
	16<s<40	250	198	171	158	142	127	117
	40<s<60	230	188	168	158	138	117	98
K 47	s<16	290	254	227	205	171	158	158
	16<s<40	280	220	200	183	168	158	142
	40<s<60	270	210	194	176	168	158	136
K 52	s<16	330	265	245	227	203	177	172
	16<s<40	320	245	227	205	193	177	168
	40<s<60	300	227	210	192	183	177	168

1.2. Calculul tensiunilor efective din cordoanele de sudură

1.2.1. Sudura cap la cap pe generatoarea tubulaturii

Tubulatura (țevile, virolele) se confecționează din țeavă laminată, prin rulare pe cordon de sudură longitudinal – figura 1.

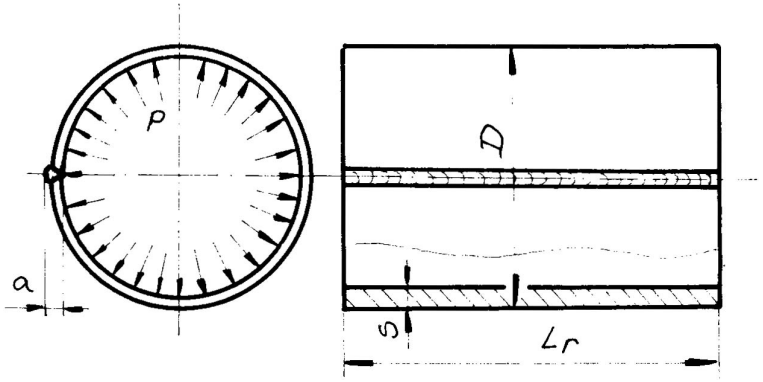


Fig.1

Tensiunea efectivă din cordonul de sudură se determină cu relația:

$$\sigma_s = p\frac{D-2\cdot s}{2s} \qquad (1)$$

în care p este presiunea din tubulatură, iar s este grosimea tablei.

1.2.2. Sudura cap la cap a două țevi cu marginile prelucrate – figura 2

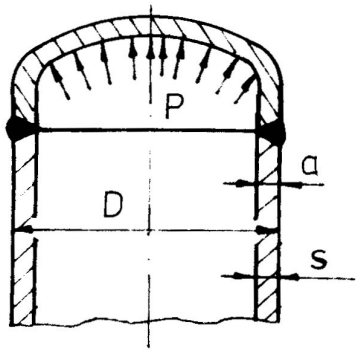


Fig. 2

Forța care solicită cordonul de sudură va fi:

$$F = \frac{p\cdot\pi\cdot(D-2\cdot s)^2}{4} \qquad (2)$$

Cordonul se verifică la tracțiune. Fiind o sudură închisă (fără capete) rezultă: $l_s = l_c$, iar a = s.

$$l_s = \pi \cdot (D - s) \tag{3}$$

$$\sigma_s = F / A_s \tag{4}$$

$$\sigma_s = \frac{p \cdot (D - 2s)^2}{4 \cdot s \cdot (D - s)} \tag{5}$$

1.2.3. Sudura ştuțurilor de orificiile din peretele vasului – figura 3

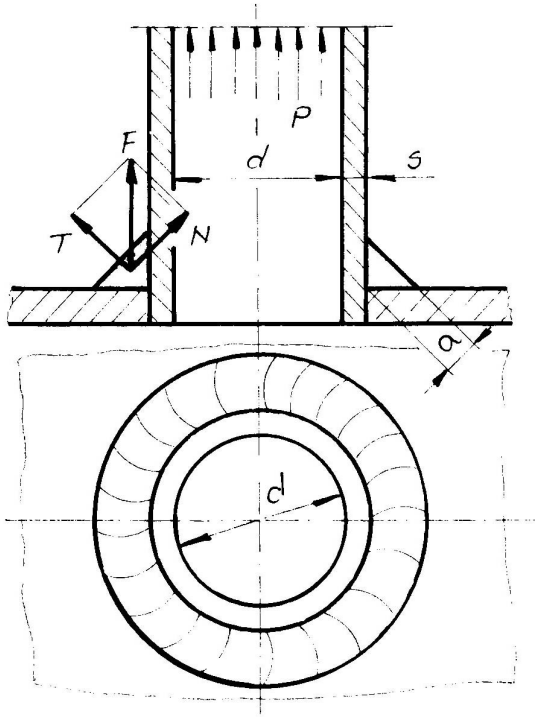


Fig. 3

Aceasta este o sudură de colț fără capete. Forța care solicită sudura va fi: $F = p\pi d^2 / 4$. Această forță se descompune în secțiunea periculoasă a cordonului de sudură după două direcții:

- o direcție perpendiculară pe secțiunea periculoasă unde apare forța N care solicită cordonul de sudură la tracțiune;

- o direcţie paralelă cu secţiunea periculoasă unde apare forţa T care solicită cordonul de sudură la forfecare.

$$N = T = F\cos 45^o = F \cdot \sqrt{2}/2$$

$$\sigma_s = \tau_s = F/[\pi \cdot s \cdot (d + 2s)] \tag{6}$$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_s^2 + 1{,}8\tau_s^2} \tag{7}$$

$$\sigma_{ech} = \frac{F \cdot \sqrt{2{,}8}}{\pi \cdot s \cdot (d + 2s)} \tag{8}$$

1.2.4. **Sudura de colţ combinată** – figura 4

Se consideră că forţa F care solicită asamblarea sudată este distribuită uniform pe cele două cordoane de sudură.

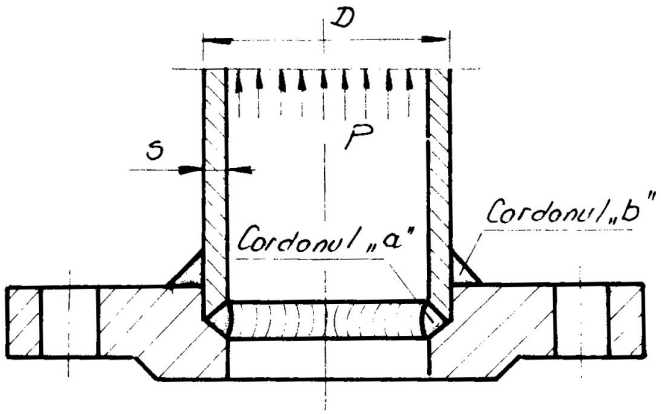


Fig. 4

Mărimea forţei F este dată de relaţia:

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot (D - 2s)^2}{4}$$

un singur cordon de sudură fiind solicitat de o forţă F/2.

Tensiunea de tracţiune din cordonul „a” va fi:

$$\sigma_{s1} = \frac{p \cdot (D - 2s)^2}{8 \cdot s \cdot (D + s)} \tag{9}$$

Cordonul „b” de sudură este solicitat compus:

- la tracţiune de o forţă $N = F \cdot \sqrt{2}/4$

- la forfecare de o forță $T = F \cdot \sqrt{2}/4$

obținându-se tensiunile:

$$\sigma_{s2} = \frac{p \cdot (D - 2s)^2}{8 \cdot s \cdot (D + s)} \tag{10}$$

$$\tau_{s2} = \frac{p \cdot (D - 2s)^2}{8 \cdot s \cdot (D + s)} \tag{11}$$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_{s2}^2 + 1{,}8 \cdot \tau_{s2}^2} \tag{12}$$

2. Instalația experimentală

Recipientul se compune din următoarele părți -figura 5:

1 – Virola cilindrică
2 – Fund elipsoidal
3 – Capac elipsoidal
4 – Ştuț pentru gura de vizitare
5 – Ştuțuri pentru intrarea şi ieşirea fluidului din vas
6 – Ştuț pentru supapa de siguranță
7 – Ştuț pentru manometru
8 – Ştuțs pentru golire
9 – Flanşe rotunde cu gât
10 – Flanşe plate

3. Modul de lucru

Se vor verifica sudurile indicate de conducătorul lucrării:

Se stabilesc presiunea şi temperatura de lucru;

Se identifică pe instalația experimentală cordoanele de sudură ce trebuiesc verificate;

Se stabileşte schema de lucru pentru fiecare sudură indicată;

Se stabilesc prin măsurători dimensiunile ce intervin în calcule;

Se calculează tensiunile efective din cordoanele de sudură;

Se determină tensiunile admisibile;

Se compară tensiunile efective cu cele admisibile;

Concluzii: soluții în cazul în care tensiunile efective sunt mai mari decât cele admisibile.

Coeficientul de siguranță minim se va lua egal cu 2.

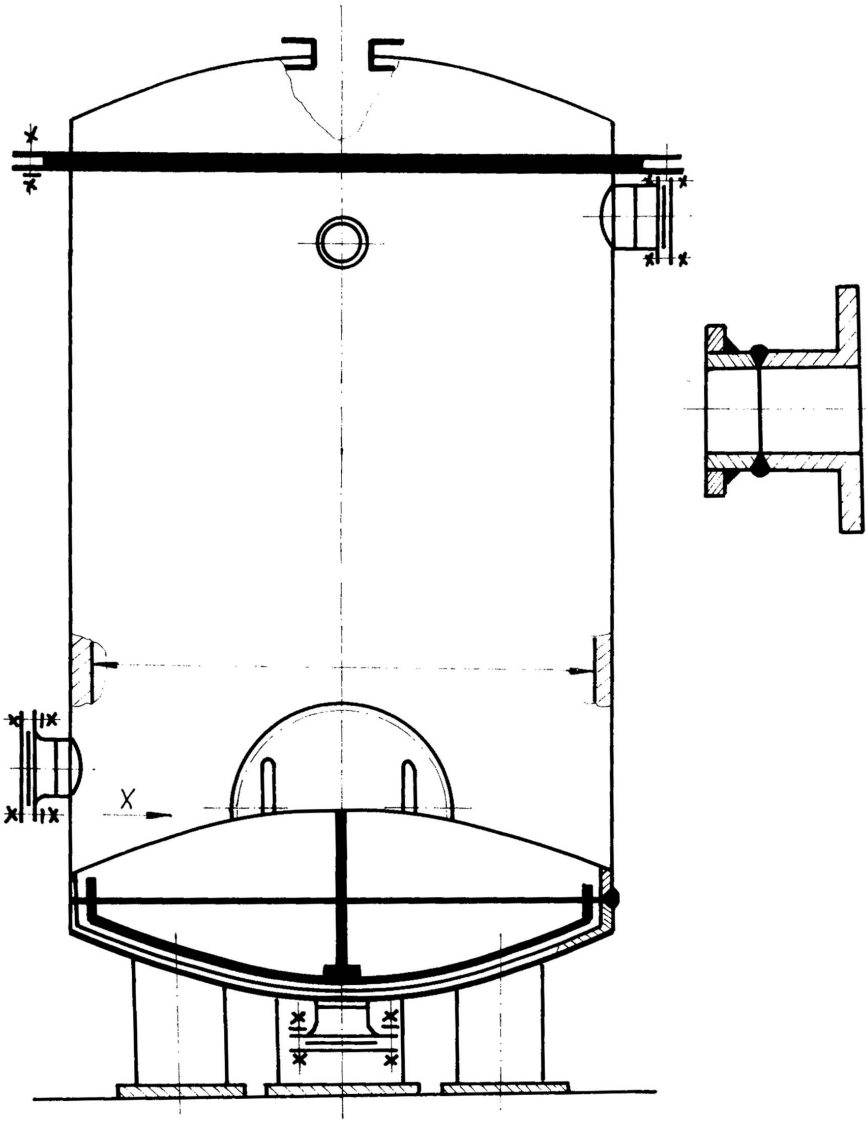


Fig. 5

4. Program de calcul

CALCULUL SUDURII CAP LA CAP PE GENERATOAREA TUBULATURII

Introduceti presiunea de lucrup [MPa]

p 1.5

Introduceti diametrul exterior D [mm] si grosimea peretelui s [mm]

D 100

s 12

Calculul tensiunii efective din cordon

$$SIGMA\_S \quad p \frac{D \quad 2\,s}{2} \; s$$

SIGMA_S

Introduceti limita de curgere SIGMA_CB [MPa] in functie de temperatura de lucru indicata de conducatorul lucrarii

SIGMA_CB 200

TAU_CB 0.6 SIGMA_CB

Functie de tipul cordonului de sudura, solicitarea existenta, caracteristicile functionate se introduc coeficientii: V, K1, K2, K3,c

V 1

K1 2

K2 3

K3 4

c 5

Se calculeaza tensiunea admisibila din cordonul de sudura

$$SIGMA\_AS \quad V\,K1\,K2\,K3\,\frac{SIGMA\_CB}{c}$$

SIGMA_AS

$$TAU\_AS \quad V\,K1\,K2\,K3\,\frac{TAU\_CB}{c}$$

TAU_CB

REZULTAT if(SIGMA_S SIGMA_AS 1 0)

REZULTAT

CALCULUL SUDURII CAP LA CAP A DOUA TEVI

Introduceti presiunea de lucru p [MPa]

p 1.5

Introduceti diametrul exterior D [mm] si grosimea peretelui s [mm]

D 2000

s 26

Calculul tensiunii efective din cordon

$$SIGMA\_S \quad \frac{p\,(D \quad 2\,s)^2}{4\,s\,(D \quad s)}$$

SIGMA_S

Introduceti Limita de curgere SIGMA_CB [MPa] in functie de temperatura de lucru indicata de conducatorul lucrarii

SIGMA_CB 215

TAU_CB 0.6 SIGMA_CB

Functie de tipul cordonului de sudura, solicitarea existenta, caracteristicile functionale se introduc coeficientii V, K1, K2, K3, c

V 0.8

K1 0.8

K2 0.8

K3 1

c 2.5

Se calculeaza tensiunea admisibila din cordonul de sudura

$$SIGMA\_AS \quad V\,K1\,K2\,K3\,\frac{SIGMA\_CB}{c}$$

SIGMA_AS

$$TAU\_AS \quad V\,K1\,K2\,K3\,\frac{TAU\_CB}{c}$$

TAU_AS

REZULTAT if(SIGMA_S SIGMA_AS 1 0)

REZULTAT

CALCULUL SUDURII STUTURILOR DE ORIFICIILE DIN PERETELE REZERVORULUI

Introduceti forta exterioara F [N]

F 15000000

Introduceti diametrul interior d [mm] si grosimea peretelui s [mm]

d 100

s 12

Calculul tensiunii efective din cordon

$$SIGMA\_S \quad F \frac{\sqrt{2.8}}{3.14\, s\, (d \quad 2\, s)}$$

SIGMA_S

Introduceti limita de curgere SIGMA_CB [MPa] in functie de temperatura de lucru indicata de conducatorul lucrarii

SIGMA_CB 200

TAU_CB 0.6 SIGMA_CB

Functie de tipul cordonului de sudura, solicitarea existenta, caracteristicile functionate se introduc coeficientii: V, K1, K2, K3,c

V 1

K1 2

K2 3

K3 4

c 5

Se calculeaza tensiunea admisibila din cordonul de sudura

$$SIGMA\_AS \quad V\, K1\, K2\, K3\, \frac{SIGMA\_CB}{c}$$

SIGMA_AS

$$TAU\_AS \quad V\, K1\, K2\, K3\, \frac{TAU\_CB}{c}$$

TAU_CB

REZULTAT if(SIGMA_S SIGMA_AS 1 0)

REZULTAT

CALCULUL SUDURII DE COLT COMBINATA

Introduceti presiunea de lucru p [MPa]

p 15000000

Introduceti diametrul exterioe D [mm] si grosimea peretelui s [mm]

D 100

s 12

Calculul tensiunii echivalente din cordon

$$SIGMA\_S2 \quad \frac{p\,(D \quad 2\,s)^2}{8\,s\,(D \quad s)} \qquad SIGMA\_ECH \quad SIGMA\_S2\sqrt{2.8} \qquad SIGMA\_ECH$$

Introduceti limita de curgere SIGMA_CB [MPa] in functie de temperatura de lucru indicata de conducatorul lucrarii

SIGMA_CB 200

TAU_CB 0.6 SIGMA_CB

Functie de tipul cordonului de sudura, solicitarea existenta, caracteristicile functionate se introduc coeficientii: V, K1, K2, K3,c

V 1

K1 2

K2 3

K3 4

c 5

Se calculeaza tensiunea admisibila din cordonul de sudura

$$SIGMA\_AS \quad V\,K1\,K2\,K3\,\frac{SIGMA\_CB}{c}$$

SIGMA_AS

$$TAU\_AS \quad V\,K1\,K2\,K3\,\frac{TAU\_CB}{c}$$

TAU_CB

REZULTAT if(SIGMA_ECH SIGMA_AS 1 0)

REZULTAT

FORŢE ŞI MOMENTE LA ASAMBLĂRILE FILETATE

Aplicaţia are drept scop determinarea experimentală a coeficienţilor de frecare μ dintre filetul şurubului şi al piuliţei şi μ_1 dintre faţa frontală a piuliţei şi suprafaţa de reazem.

1. Fundamente teoretice

Pentru ca asamblarea şurub-piuliţă să realizeze o forţă de strângere F a pieselor asamblate este necesar ca piuliţa să fie rotită prin intermediul unei chei de strângere care să învingă momentul total M_t. Acest moment numit şi „moment cheie" se determină cu o relaţie de forma:

$$M_t = M_f + M_S \qquad (1)$$

în care: M_f este momentul din filet,

M_S este momentul de frecare dintre piuliţă şi soclu.

Momentul din filet, M_f, se determină cu relaţia:

$$M_f = F\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\rho' + \alpha_2) \qquad (2)$$

în care: F este forţa de strângere a asamblării şurub-piuliţă (se mai numeşte şi „forţa utilă")

d_2 este diametrul mediu al filetului,

ρ' este unghiul de frecare aparent:

$$\rho' = \operatorname{arctg}(\mu') \qquad (3)$$

μ' este coeficientul de frecare aparent dintre filetul şurubului şi al piuliţei:

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \qquad (4)$$

μ este coeficientul de frecare dintre filetul şurubului şi al piuliţei (este unul din cele două elemente care se determină în cadrul aplicaţiei),

β este unghiul profilului filetului,

α_2 este unghiul de înclinare al spirei filetului pe diametrul mediu:

$$\alpha_2 = arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2} \tag{5}$$

p este pasul filetului.

Momentul de frecare dintre piuliţă şi soclu se determină cu relaţia:

$$\mathrm{M}_S = \frac{\mu_1 \cdot F}{3} \cdot \frac{S^3 - d_g^3}{S^2 - d_g^2} \tag{6}$$

în care: μ_1 este coeficientul de frecare dintre piuliţă şi soclu (este al doilea parametru care se determină în cadrul aplicaţiei),

F este forţa de strângere a asamblării şurub-piuliţă,

S este diametrul exterior al suprafeţei de reazem a piuliţei de piesă şi este egal cu diametrul cercului înscris în hexagonul piuliţei (se mai numeşte şi „deschiderea la cheie" a piuliţei),

d_1 este diametrul interior al suprafeţei de reazem a piuliţei pe piesă fiind de obicei egal cu diametrul d_g al găurii de trecere a tijei şurubului.

În cazul în care între piuliţă şi soclu este plasat un rulment axial, momentul total M_t care este învins cu ajutorul unei chei de strângere, se determină cu relaţia:

$$\mathrm{M}_t = \mathrm{M}_f + \mathrm{M}_r$$
$$\mathrm{M}_f = \mathrm{M}_t - \mathrm{M}_r \tag{7}$$

în care: M_f este momentul din filet determinat cu relaţia (2),

M_r este momentul de frecare din rulment:

$$\mathrm{M}_r = \mu_r \cdot \mathrm{F} \frac{d_r}{2} \tag{8}$$

μ_r este coeficientul de frecare din rulment şi se determină cu ajutorul diagramei din figura 1.

F este forţa de strângere a asamblării şurub-piuliţă,

d_r este diametrul interior al rulmentului.

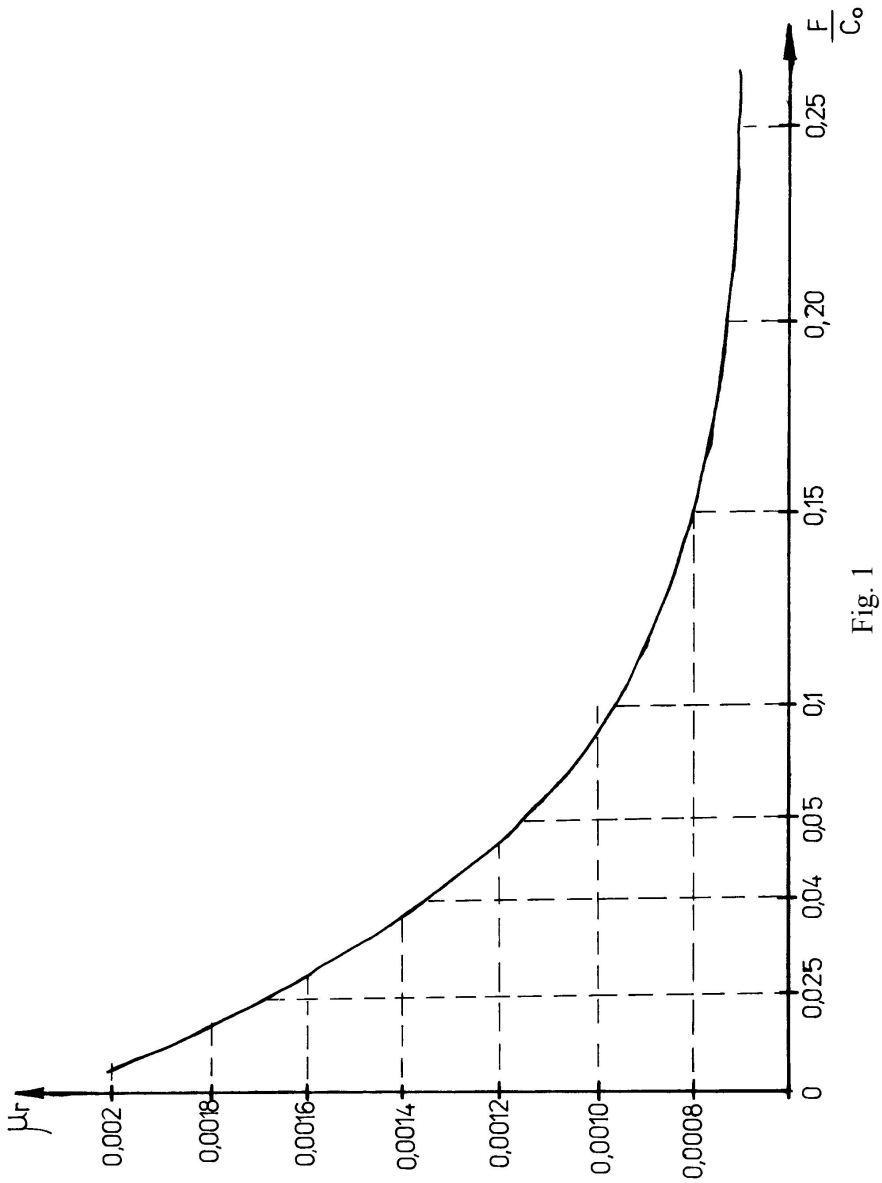

μr
0,002
0,0018
0,0016
0,0014
0,0012
0,0010
0,0008
0
0,025
0,04
0,05
0,1
0,15
0,20
0,25
F/C₀

Fig. 1

2. Instalaţia experimentală şi modul de lucru

2.1. Instalaţia experimentală

Instalaţia experimentală a cărei schemă este prezentată în figura 2 se compune din placa de bază 1 pe care este plasat un dinamometru 2.

Unul din capetele dinamometrului este fixat de suportul fix 3 prin intermediul bolţului 4, iar celălalt capăt este prins de şurubul 5 prin intermediul bolţului 6. Şurubul 5 este trecut prin piesa de ghidare 7, iar tija şurubului pătrunde prin suportul fix 8. Piuliţa 9 se poate sprijini pe suportul fix 8 fie prin intermediul rulmentului axial 10, fie prin intermediul unei şaibe plate nefigurate pe schemă.

Momentul total M_t este aplicat piuliţei prin intermediul unei chei 11, prevăzută cu două braţe 12 şi 13. De braţul 13 este atârnat platanul 17 situat la o distanţă determinată L=370 mm faţă de axa asamblării filetate. De braţul 12 este ataşată greutatea 16 care echilibrează greutatea proprie a platanului 17. Tot de cheia 11 este prins indicatorul 14 care precizează, pe cadranul 15, unghiul făcut de braţele 12 şi 13 cu direcţia orizontală.

Experienţele pot fi efectuate utilizând fie un şurub cu filet metric M20 cu următoarele caracteristici: diametrul mediu d_2=18,377 mm, pasul filetului p=2,5 mm, unghiul profilului filetului $\beta=60^o$, fie utilizând un filet trapezoidal Tr 20 $\times$4 cu următoarele caracteristici: diametrul mediu d_2=18 mm, pasul filetului p=4 mm, unghiul profilului filetului $\beta=30^o$.

2.2.Modul de lucru

1.Se identifică tipul filetului şurubului: metric sau trapezoidal.

2. Se măsoară diametrul exterior S şi diametrul interior d_i al suprafeţei de sprijin a piuliţei pe soclu.

3. Se plasează pe tija şurubului rulmentul axial cu bile.

4. Se roteşte cu mâna piuliţa până când acul indicator al dinamometrului 2 indică valoarea 0.

5. Se introduce cheia pe piuliţă şi se roteşte până când dinamometrul indică aproximativ 100 daN.

6. Se scoate cheia de pe piuliţă şi se introduce din nou pe aceasta într-o poziţie în care să fie cât mai apropiate de poziţia originală.

7. Se roteşte cheia până când braţele ajung în poziţia orizontală.

8. Cu mâna stângă se ţine braţul 12 al cheii în poziţie orizontală, iar cu mâna dreaptă se plasează pe platanul 17 o greutate.

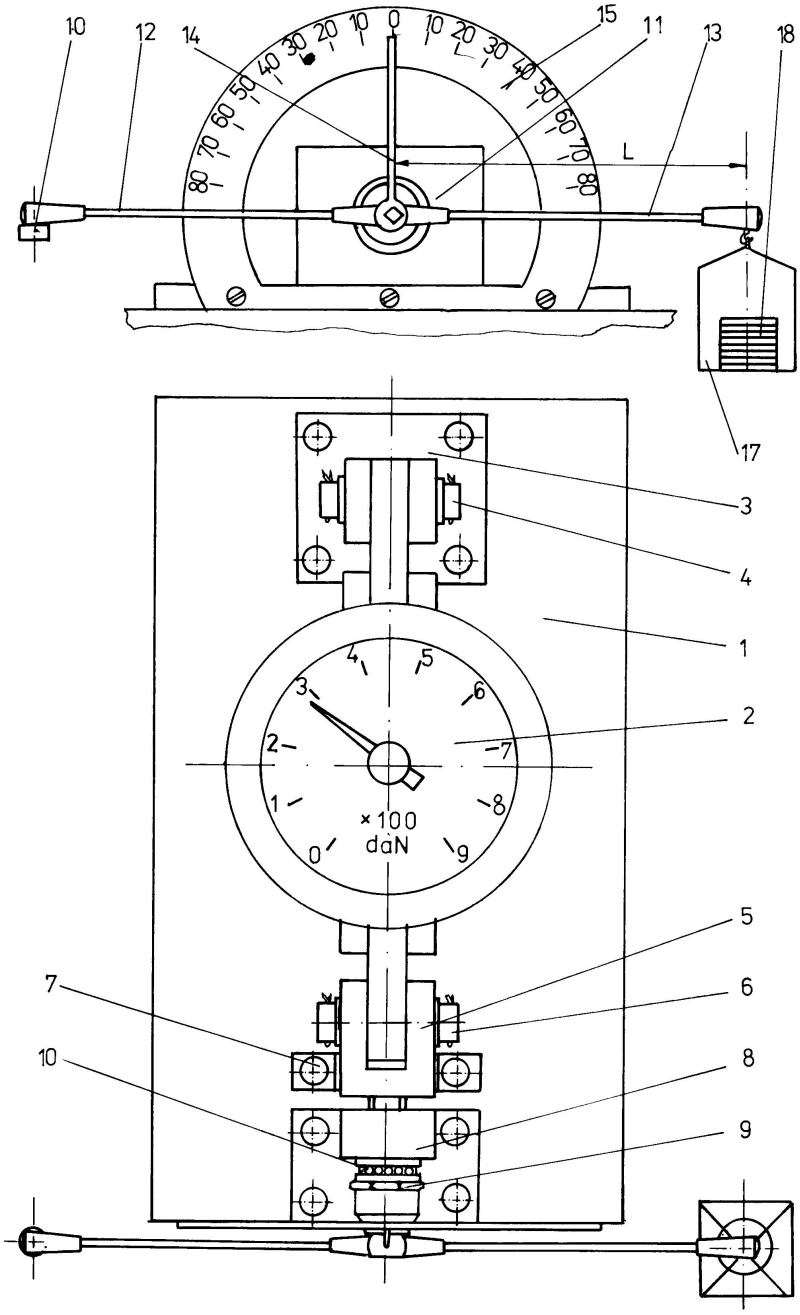


Fig. 2

9. Se eliberează foarte fin braţul 12 al cheii şi se observă dacă cele două braţe 12 şi 13 se rotesc faţă de poziţia orizontală.

10. Dacă braţele 12 şi 13 ale cheii au rămas imobile în poziţie orizontală se ţine din nou braţul 12 al cheii cu mâna stângă, iar cu dreapta se plasează pe platanul 17 încă o greutate.

11. Se eliberează foarte lin braţul 12 al cheii şi se observă dacă cele două braţe 12 şi 13 se rotesc faţă de poziţia orizontală. Operaţia de la punctul 10 se reia până când cele două braţe 12 şi 13 se rotesc sub acţiunea greutăţilor plasate pe platanul 17.

12. Se notează valoarea greutăţilor de pe platanul 17, mărimea unghiului α precizat de indicatorul 14 pe scala 15 şi mărimea forţei F indicată de dinamometrul 2. Cu aceasta o determinare este încheiată.

13. Se iau greutăţile de pe platanul 17 şi se roteşte cheia până când dinamometrul 2 indică o valoare cu aproximativ 200 daN mai mare decât determinarea precedentă şi se reiau operaţiile începând cu punctul 6.

14. Se efectuează un număr de 3 determinări, rezultatele fiind înscrise în tabelul 1.

15. După efectuarea celor 5 determinări cu rulment se iau toate greutăţile de pe platanul 17 şi se roteşte cheia în sens contrar până când dinamometrul indică valoarea zero a forţei de strângere.

16. Se scoate cheia de pe piuliţă, se deşurubează piuliţa şi se înlocuieşte rulmentul cu o şaibă plată.

17. Operaţiunile se reiau de la punctul 4. Se vor efectua 3 determinări pentru acest caz.

18. După ultima determinare se iau toate greutăţile de pe platanul 17 şi se demontează piuliţa şi şaiba plată de pe instalaţie.

3. Prelucrarea şi interpretarea datelor

Momentul total M_t aplicat la cheie se determină cu o relaţie de forma:

$$M_t = g \cdot L \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \qquad (9)$$

G este valoarea greutăţilor plasate pe platan. Mărimea fiecărei greutăţi exprimată în grame forţă este poansonată pe greutate.

Coeficientul de frecare din rulment se determină în funcţie de raportul F/C_o din figura 1.

Mărimea coeficientului de frecare μ dintre spirele filetului şurubului şi spirele filetului piuliţei se determină calculând succesiv valorile elementelor prezentate în tabelul 1.

În cadrul acestui tabel vor fi utilizate mărimile determinate în experienţele realizate, utilizând rulmentul axial cu bile între piuliţă şi suport.

Tabelul 1

Marimea	U.M.	1	2	3
Forţa F	N			
Greutatea G	N			
Unghiul α	Grade			
Momentul total M_t (rel.9)	$N \cdot m$			
Coeficientul de frecare din rulment μ_r (fig.1)				
Momentul de frecare din rulment M_r (rel.8)	$N \cdot m$			
Momentul din filet M_f (rel.7)	$N \cdot m$			
Unghiul de înclinare al spirei filetului α_2 (rel.5)	grade			
Unghiul de frecare aparent δ' (rel.2)	grade			
Coeficientul de frecare aparent μ' (rel.3)				
Coeficientul de frecare μ (rel.4)				
Valoarea medie a coeficientului de frecare μ				

Mărimea coeficientului de frecare dintre piuliţă şi soclu μ_1 se va determina calculând succesiv valorile elementelor prezentate în tabelul 2.

În cadrul acestui tabel vor fi utilizate mărimile determinate în experienţele realizate în cazul când piuliţa se sprijină pe o şaibă plată. Pentru coeficientul de frecare μ dintre spirele filetului şurubului şi spirele filetului piuliţei se va utiliza valoarea medie a acestui coeficient dedusă în tabelul 1.

Tabelul 2

Marimea	U.M.	1	2	3
Forţa F	N			
Greutatea G	N			
Unghiul α	grade			
Momentul total M_t (rel.9)	$N \cdot m$			
Momentul din filet M_f (rel.2)	$N \cdot m$			
Momentul de frecare dintre piuliţă şi soclu M_S (rel.1)	$N \cdot m$			
Coeficientul de frecare dintre piuliţă şi soclu μ_1 (rel.6)				
Valoarea medie a coeficientului de frecare dintre piuliţă şi soclu μ_1				

PROGRAM DE CALCUL

```
set display to EGA25
set bell off
set talk off
use
deac wind all
set sysmenu off
set color to
set color of message to w+/gr+
clear
****************************************
defi wind princ from 0,0 to 23,79 double footer
'Program realizat de autori' title 'Determinare
coeficient frecare intre flancuri filet piulita
si surub'
acti wind princ
****************************************

store 'Metric' to filet
@ 1,2 say "Tip filet :"
```

```
@ 0,13 get filet function '^
Metric;Patrat;Trapezoidal' message 'ENTER-->
alegeti tipul de filet' color ,,,,w+/r
read
if filet='Metric'
  use metric
  beta=pi()/3
else
  if filet='Patrat'
    use patrat
    beta=0
  else
    use trapez
    beta=pi()/6
  endif
endif

copy to array vect fields D_ext
@ 1,30 say 'Diametrul exterior :              mm'
do while .T.
  poz=0
  @ 0,50 get poz function '^' from vect message
'ENTER--> alegeti diametrul exterior' color
,,,,w+/r
  read
  if poz>0
    exit
  endif
enddo

go poz
d=D_ext
d_1=D_int
d_2=D_mediu
De_1=S
p=pas

@ 4,2 say 'Tip sprijin :'
do while .T.
  store 0 to sprij
```

```
  @ 3,16 get sprij function '^ Pe soclu->frecare
alunecare;Prin intermediul unui rulment axial'
message 'ENTER--> alegeti tipul de sprijin'
  read
  if sprij>0
  exit
  endif
enddo

if sprij=1
  use co_frec
  copy to array coef fields cuplu

  @ 7,22 say 'Cuplu de materiale '
  do while .T.
    poz=0
    @ 6,41 get poz function '^' from coef message
'ENTER--> alegeti cuplul de materiale soclu-
......' color ,,,,w+/r
    read
    if poz>0
      exit
    endif
  enddo

  go poz
  miu_a=co_uscat
endif

@ 4,69 say 'mm'
L=0
@ 4,55 say 'Lungime :' get L size 1,3 message
'Distanta fata de axa asamblarii filetate' valid
L>0
read

if sprij=1
  @ 7,75 say 'mm'
  d_g=0
```

```
  @ 7,64 say 'd_g :' get d_g picture '99.9' size
1,4 message 'Diametrul int. al suprefetei de
reazem a piulitei pe piesa' valid d_g>0
  read
else
  @ 7,30 say 'Capacitate statica de incarcare -
4050 daN'
  @ 6,30 say '**Rulment 51205**  Diametrul
interior - 25 mm'
endif

n=0
@ 7,2 say 'Nr. determinari' get n size 1,2
message 'Valoare intre 2 si 5' valid n>1 .and.
n<6
read

acti screen
clear
acti wind princ
@ 9,1 say '-----------------------------------
-----------------------------------'
@ 20,1 say '----------------------------------
-----------------------------------'

suma_miu=0
for i=1 to n
  miu=0
  @ 8+(2*i),2 say alltrim(str(i))+'-->  '
  m=0
  @ 8+(2*i),23 say 'Kg'
  @ 8+(2*i),10 say 'Masa :' get m picture '9.999'
size 1,5 valid m>0
  F=0
  @ 8+(2*i),45 say 'daN'
  @ 8+(2*i),30 say 'Forta :' get F picture
'9999.9' size 1,6 valid F>0
  fi_citit=0
  @ 8+(2*i),66 say 'ø'
```

```
  @ 8+(2*i),50 say 'Unghiul :' get fi_citit
picture '999.9' size 1,5 valid fi_citit>0
  read
  fi=fi_citit*pi()/180

  if sprij=1
    r_2=miu_a*F*(De_1^3-d_g^3)/(3*(De_1^2-d_g^2))
  endif

  if sprij=2
    c_0=4050
    d_a=25
    use rulment
    locate for f_per_c=round(F/c_0,2)
    ? F/c_0
    miu_r=coef_frec
    r_2=miu_r*F*d_a/2
  endif
  **********************
  r_1=m*(9.81)*L*cos(fi)
  f_1=r_1-r_2
  f_2=F*d_2/2
  f_3=p/(pi()*d_2)
  miu=cos(beta/2)*tan( atan(f_1/f_2)-atan(f_3) )
  **********************

  ? miu
  suma_miu=suma_miu+miu
endfor

miu=suma_miu/n


*****************************
set color to w+/gr
@ 21,10 say 'Coeficientul de frecare are valoarea
:'
@ 21,50 say miu
wait''
*****************************
```

```
clear
deac wind all
use
return
```

Baze de date necesare **(se completează cu valori din STAS)**

---- co_frec.dbf------

CUPLU	CO_USCAT	CO_LIMITA
otel-otel	0.35	0,095
fonta-fonta	0.13	0.12
otel-fonta	0.19	0.13
otel-bronz	0.17	0.09
otel-aliaj de AL.	0.09	0.11
otel-aliaj de AG.	0.16	0.09
otel-aliaj cu NI,CU	1.30	0.20
otel-aliaj cu SN,PB	0.17	0.13
otel-grafit	0.09	
otel-textolit	0.23	0.18
otel-ferodou	0.35	

-----metric.dbf---------

D_EXT	D_MEDIU	D_INT	S	PAS	INALTIME
6	5.350	4.917	10	1.00	0.541
8	7.188	6.647	13	1.25	0.677
10	9.026	8.376	17	1.50	0.812
12	10.863	10.106	19	1.75	0.947
16	14.701	13.835	24	2.00	1.083
20	18.376	17.294	30	2.50	1.353
24	22.051	20.752	36	3.00	1.624

------trapez.dbf---------

D_EXT	D_INT	D_MED	PAS	INALTIMEA
14	11.51	3.0	2	1.25

14	10.51	2.5	3	1.75
16	13.51	5.0	2	1.25
16	11.51	4.0	4	2.25

------rulment.dbf--------

F_PER_C_0	COEF_FREC x 10^{-3}
0.11	0.96
0.12	0.92
0.13	0.88
0.14	0.84
0.15	0.80
0.16	0.78
0.17	0.76
0.18	0.74
0.19	0.73
0.20	0.72
0.21	0.71
0.22	0.70
0.23	0.70
0.24	0.69
0.25	0.69
0,26	0.69

ASAMBLĂRI CU ŞURUBURI CU STRÂNGERE INIŢIALĂ

Aplicaţia are drept scop principal determinarea forţelor şi momentelor care apar la asamblarea cu şuruburi cu strângere iniţială. De asemenea se urmăreşte calcularea rigidităţii şurubului şi a pachetului de flanşe.

1. Fundamente teoretice

Asamblările cu şuruburi cu strângere iniţială se folosesc în cazul recipienţilor care sunt supuşi în timpul funcţionării la o anumită presiune interioară. Din aceste motive forţa cu care sunt strânse iniţial, la montare, şuruburile, are o importanţă deosebită. În cazul unei strângeri prea mari, în timpul funcţionării şuruburile se pot rupe, iar în cazul unei strângeri prea mici fluidul poate părăsi recipientul sau instalaţia datorită îndepărtării flanşelor una de alta.

Forţa de strângere iniţială P_0 cu care fiecare asamblare şurub-piuliţă strânge pachetul de flanşe, determină o alungire a tijei şurubului simultan cu o comprimare a pachetului de flanşe. Dependenţa dintre forţa P_0 şi cele două deformaţii este prezentată în figura 1.

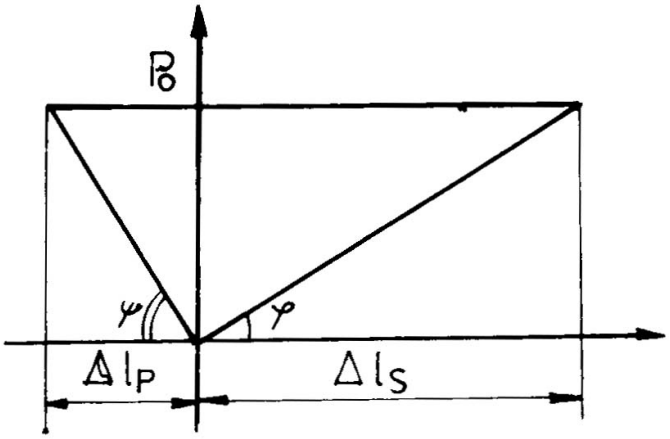


Fig. 1

Deoarece forţa de strângere P_0 este aceeaşi atât în şurub cât şi pachetul de flanşe cele două diagrame pot fi translate obţinându-se aşa-numitul triunghi al forţelor şi deformaţiilor din starea iniţială - figura2.

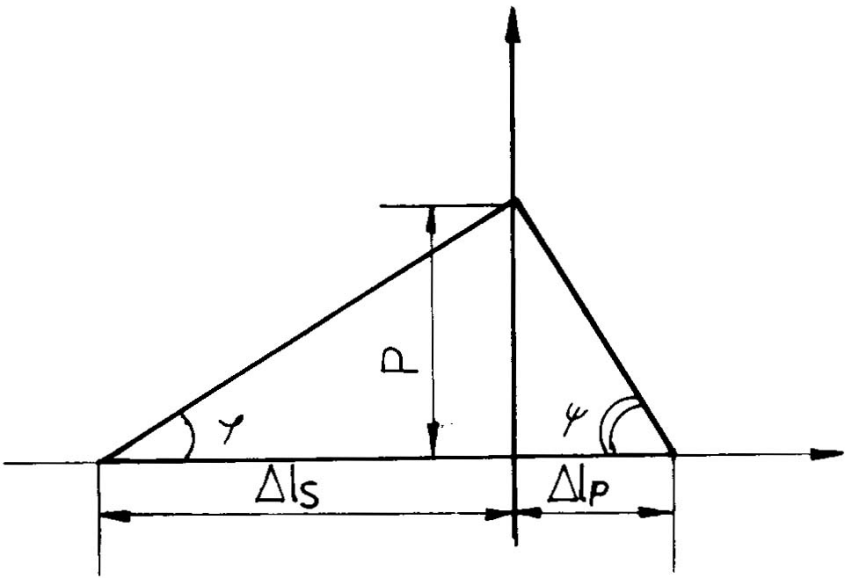


Fig. 2

Se notează cu:

$$C_s = tg\varphi = \frac{P_0}{\Delta l_s} \text{ şi}$$

$$C_p = tg\psi = \frac{P_0}{\Delta l_p}$$

Să considerăm cazul asamblării capacului unui recipient de corpul acestuia – figura 3.

În timpul funcţionării în interiorul recipientului este creată o presiune „p” care tinde să îndepărteze capacul recipientului de corp cu o forţă:

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

(D fiind diametrul interior al recipientului), fiecărui şurub revenindu-i o forţă tehnologică:

$$P = \frac{F}{z} = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot z}$$

unde „z” este numărul total de şuruburi cu care se asamblează capacul de corp.

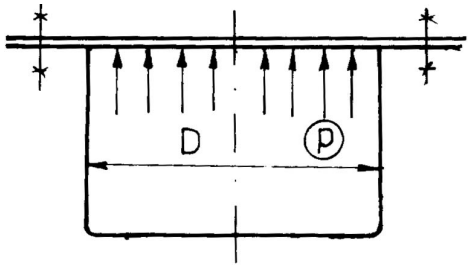


Fig. 3

Această forţă va solicita suplimentar şurubul la tracţiune alungindu-l cu mărimea $\Delta l_s^{'}$ şi corespunzător pachetul de flanşe se va relaxa cu aceeaşi cantitate. Diagrama de forţe şi deformaţii din timpul funcţionării este prezentată în figura 4.

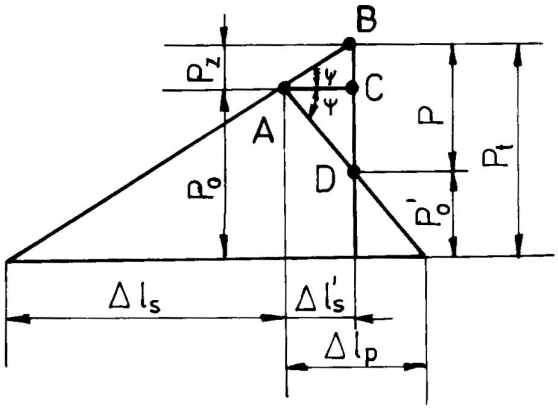


Fig. 4

După cum rezultă din figura 4 tija şurubului este solicitată suplimentar de forţa P_s, iar forţa totală care solicită tija în timpul funcţionării va fi:

$$P_t = P_0 + P_z$$

Pachetul de flanşe rămâne strâns cu o forță remanentă $P_o^{'}$ dată de relația:

$$P_0^{'} = P_t - P$$

Forța remanentă de strângere a flanşelor se impune funcție de modul de variație al presiunii. Astfel, dacă presiunea din recipient este constantă:

$$P_0^{'} = (0{,}3...0{,}5) \cdot P,$$

iar dacă este variabilă:

$$P_0^{'} = (0{,}5...0{,}7) \cdot P$$

Pentru determinarea forței de strângere inițială este necesară determinarea mărimii forței P_z. Aceasta se realizează exprimând în două moduri mărimea segmentului AC – figura 4.): odată din triunghiul ABC, iar apoi din triunghiul ACD.

Astfel:

$$AC = \frac{BC}{tg\varphi} = \frac{P_z}{C_z} \text{ şi}$$

$$AC = \frac{CD}{tg\psi} = \frac{P - P_z}{C_p}$$

Egalând cele două expresii se obține:

$$\frac{P_z}{C_z} = \frac{P - P_z}{C_p} \text{ de unde}$$

$$P_z = P \cdot \frac{C_z}{C_z + C_p}$$

Forța de strângere inițială va fi:

$$P_0^{'} = P_t - P_z = P_t - P \cdot \frac{C_z}{C_z + C_p}$$

În considerentele anterioare s-au presupus cunoscute rigidităţile C_z şi C_p ale şurubului şi ale pachetului de flanşe.

Determinarea rigidităţii şurubului C_z se face pornind de la faptul că alungirea totală a şurubului, Δl_z este suma alungirilor parţiale ale fiecărui tronson în parte – figura 5, adică:

$$\Delta l_z = \Delta l_{z1} + \Delta l_{z2} + ... + \Delta l_{zn} = \sum_{i=1}^{n} \Delta l_{zi}$$

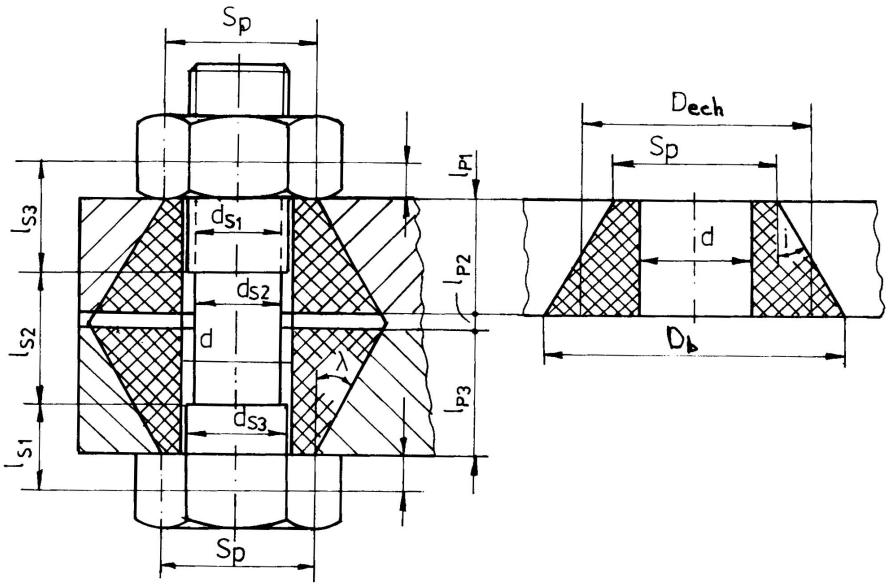


Fig. 5

Pe de altă parte:

$$C_z = \frac{P_0}{\Delta l_z}; C_{z1} = \frac{P_0}{\Delta l_{z1}}; C_{z2} = \frac{P_0}{\Delta l_{z2}}; ... C_{zn} = \frac{P_0}{\Delta l_{zn}}$$

de unde:

$$\Delta l_z = \frac{P_0}{C_z}; \Delta l_{z1} = \frac{P_0}{C_{z1}}; \Delta l_{z2} = \frac{P_0}{C_{z2}}; ... \Delta l_{zn} = \frac{P_0}{C_{zn}}$$

care introduse în relația anterioară ne conduc la:

$$\frac{P_0}{C_z} = \frac{P_0}{C_{z1}} + \frac{P_0}{C_{z2}} + ... + \frac{P_0}{C_{zn}}$$

sau

$$\frac{1}{C_z} = \frac{1}{C_{z1}} + \frac{1}{C_{z2}} + ... + \frac{1}{C_{zn}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{C_{zi}}$$

Rigiditatea unui singur tronson se determină pornind de la legea lui Hooke:

$$\frac{P_0}{A_{zi}} = E_z \cdot \frac{\Delta l_{zi}}{l_{zi}}$$

sau

$$\frac{P_0}{\Delta l_{zi}} = E_z \cdot \frac{A_{zi}}{l_{zi}}$$

şi deci: $$C_{zi} = E_z \cdot \frac{A_{zi}}{l_{zi}}$$

în care:

E_z - este modulul de elasticitate din care este confecţionat şurubul (pentru oțel $E_z = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Pa);

$A_{zi} = \pi \cdot d_{zi} 2/4$ este aria suprafeței transversale a unui tronson;

l_{zi} - este lungimea tronsonului „i”.

De remarcat că în cazul tronsoanelor de capăt, la lungimea reală a tronsonului se mai adaugă şi jumătate din înălțimea capului şurubului şi jumătate din înălțimea piuliței.

Procedând analog pentru determinarea rigidității C_p a pachetului de flanşe se obține:

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{p1}} + \frac{1}{C_{p2}} + ... + \frac{1}{C_{pn}}$$

Pentru determinarea rigidităţii unei singure flanşe din pachet C_{pi} se pleacă tot de la legea lui Hooke şi se ajunge la:

$$C_{pi} = E_{pi} \cdot \frac{A_{pi}}{l_{pi}}$$

în care:

E_{pi} - este modulul de elasticitate longitudinal al materialului flanşei (de remarcat că în general flanşele au module de elasticitate diferite); l_{pi} - este grosimea unei flanşe „i" din pachet.

Suprafaţa secţiunii transversale A_{pi} a unei flanşe „i" este mai dificil de determinat. Se consideră că volumul de material sensibil al unei flanşe este determinat de volumul a două trunchiuri de con cu baza mare lipită, baza mică având diametrul egal cu deschiderea la cheie „S". Întrucât aria secţiunii transversale printr-un trunchi de con este variabilă cu înălţimea, a fost necesară introducerea noţiunii de „cilindru înlocuitor" a cărui înălţime este egală cu cea a trunchiului de con, iar volumul de material este identic cu cel al trunchiului de con. Se poate demonstra că diametrul echivalent al cilindrului înlocuitor este semisuma diametrelor celor două baze ale trunchiului de con. În acest fel:

$$A_{pi} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{echiv}^2 - dg^2)$$

în care dg este diametrul găurii de trecere a şurubului.

Unghiul de înclinare α a generatoarei trunchiului de con are diverse valori funcţie de natura materialelor pachetului de flanşe. În general se adoptă valoarea $\alpha = 45^0$ pentru comoditatea calculului.

Având determinate cele două rigidităţi, ale şurubului C_z şi pachetului de flanşe C_p, pot fi determinate toate forţele asamblării cu şuruburi cu strângere iniţială. Deoarece, la montare, muncitorul nu poate aprecia mărimea forţei de strângere iniţială P_0 strângerea va fi realizată prin intermediul cheilor dinamometrice cu moment de torsiune de strângere controlabil. Mărimea momentului de strângere la cheie este dată de relaţia:

$$M_t = P_0 \cdot \frac{d_z}{2} \cdot tg(\rho' + \alpha_2) + \frac{\mu \cdot P_0}{3} \cdot \frac{S^3 - dg^3}{S^2 - dg^2}$$

unde în afara notaţiilor cunoscute, d_z este diametrul mediu al filetului adoptat din standarde funcţie de diametrul exterior d, ρ' este unghiul de frecare $\rho' = arctg\mu'$ unde $\mu' = \mu_i \cos(\beta/2)$, β este unghiul filetului ($\beta = 60^0$, pentru filetele metrice), α este unghiul de înclinare al spirei filetului $\alpha_z = arctg(p/\pi \cdot d_z)$, „p" fiind pasul filetului adoptat funcţie de diametrul exterior d, μ este coeficientul de frecare dintre şurub şi piuliţă sau piuliţă şi piesă.

2. Instalaţia experimentală

Instalaţia experimentală este formată dintr-un vas de reacţie cu dispozitiv de agitare tip ancoră – figura 6. Acest vas are prevăzute un număr de 6 asamblări cu flanşe şi anume:

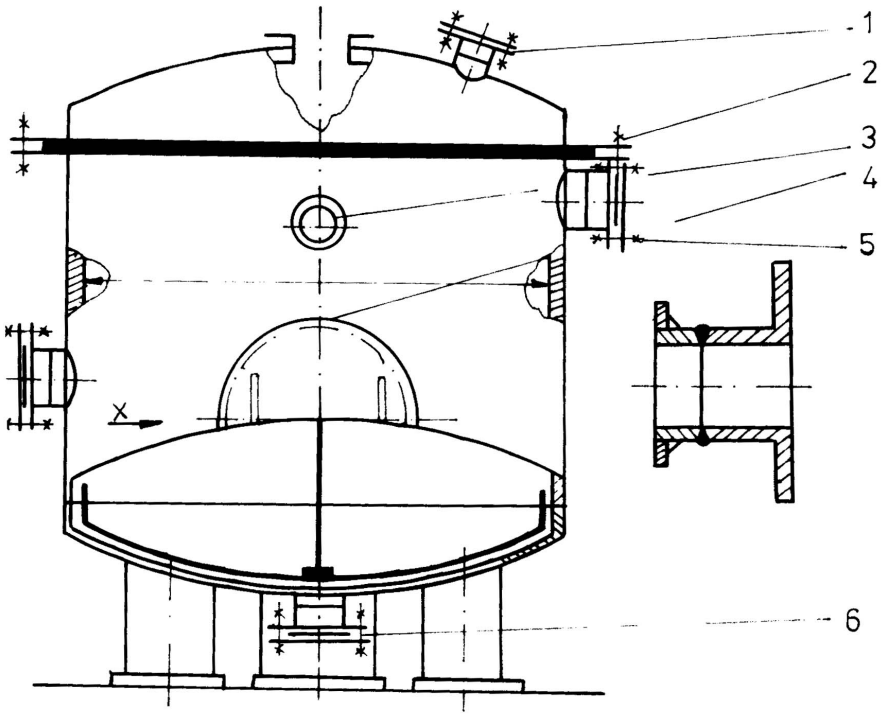


Fig. 6

1 - asamblarea flanşelor pentru montarea supapei de siguranţă;
2 - asamblarea flanşelor plate pentru fixarea capacului de virolă;
3 - asamblarea flanşelor pentru racordarea manometrului;
4 - asamblarea flanşelor gurii de vizitare;
5 - asamblarea flanşelor pentru intrarea şi ieşirea fluidului din vas;
6 - asamblarea flanşelor pentru golire în caz de avarie sau reparaţii.

3. Modul de lucru şi prelucrarea datelor experimentale

Se vor determina experimental, prin măsurători, elementele geometrice ale tuturor asamblărilor dintre flanşe. Se vor determina rigidităţile şuruburilor şi ale pachetelor de flanşe. Studenţii vor primi date referitoare la mărimea presiunii din recipient şi vor determina mărimea forţei de strângere iniţială funcţie de modul în care evoluează presiunea din recipient.

4. Interpretarea datelor experimentale

1 - Tensiunea din recipient (dată iniţială): p =…. (Pa);
2 - Diametrul interior al pachetului de flanşe (măsurat): D =…. (mm)
3 - Diametrul exterior al şurubului (măsurat): d =…. (mm);
4 - Lungimile tronsoanelor şuruburilor, înălţimea capului şurubului şi a piuliţei determinate experimental prin măsurători. Se va face schiţa asamblării şurub-piuliţă indicându-se toate cotele care intervin ca în figura 7:

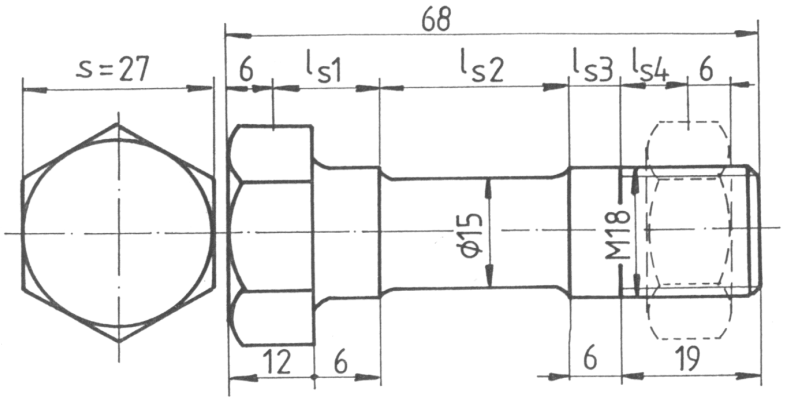


Fig. 7

5 - Se vor măsura grosimile flanşelor din fiecare pachet;

6 - Se vor calcula rigiditățile şuruburilor şi ale pachetelor de flanşe;

7 - Se va determina, pentru fiecare asamblare mărimea forţei de strângere inițială P_0 .

$E_z = E_{p1} = E_{p3} = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Pa; $E_{p2} = 4 \cdot 10^9$ Pa

Elementele geometrice ale filetelor metrice

M8	d = 8	$d_1 = 6{,}647$	$d_2 = 7{,}138$	$d_g = 9$	p = 1,25
M10	d = 10	$d_1 = 8{,}379$	$d_2 = 9{,}026$	$d_g = 12$	p = 1,5
M12	d = 12	$d_1 = 10{,}106$	$d_2 = 10{,}863$	$d_g = 15$	p = 1,75
M14	d = 14	$d_1 = 11{,}825$	$d_2 = 12{,}701$	$d_g = 17$	p = 2
M16	d = 16	$d_1 = 13{,}835$	$d_2 = 14{,}701$	$d_g = 19$	p = 2
M20	d = 20	$d_1 = 17{,}294$	$d_2 = 18{,}376$	$d_g = 24$	p = 2,5

PROGRAM DE CALCUL
Mathcad

ASAMBLARI CU SURUBURI CU STRINGERE INITIALA

Introduceti presiunea de lucru p [MPa]

p:=3.5

Introduceti dimensiunile surubului: d [mm], d1 [mm], ls1 [mm], ls2 [mm], ls3 [mm], ls4 [mm], S [mm
z [buc]

d 20

d1 17.294

z 10

ls1 25

ls2 10

ls3 25

ls4 0

S 32

Introduceti dimensiunile pachetului: D [mm], lp1 [mm], lp2 [mm], lp3 [mm],
ALPHA [rad], dexg [mm]

D 500

dexg 40

$ALPHA \quad \frac{3.14}{4}$

lp1 25

lp2 4

lp3 25

DECHIV1 S lp1 tan(ALPHA) DECHIV3 S lp3 tan(ALPHA) DECHIV2 dexg

dg d 2

$ES \quad 2.110^{5}$

$AS1 \quad \frac{3.14}{4} d^2$ $AS2 \quad \frac{3.14}{4} d1^2$ $AS3 \quad \frac{3.14}{4} d1^2$

$$CS1 \quad ES\frac{AS1}{ls1} \qquad CS2 \quad ES\frac{AS2}{ls2} \qquad CS3 \quad ES\frac{AS3}{ls3}$$

$$CS \quad \frac{CS1\ CS2\ CS3}{CS1\ CS2 \quad CS2\ CS3 \quad CS1\ CS3}$$

$$AP1 \quad \frac{3.14}{4}\ DECHIV1^2\ \ dg^2 \qquad AP2 \quad \frac{3.14}{4}\ DECHIV2^2\ \ dg^2 \qquad AP3 \quad \frac{3.14}{4}\ DECHIV3^2\ \ dg^2$$

$$EP1 \quad ES \qquad EP3 \quad ES \qquad EP2 \quad 4\ 10^3$$

$$CP1 \quad EP1\frac{AP1}{lp1} \qquad CP2 \quad EP2\frac{AP2}{lp2} \qquad CP3 \quad EP3\frac{AP3}{lp3}$$

$$CP \quad \frac{CP1\ CP2\ CP3}{CP1\ CP2 \quad CP2\ CP3 \quad CP3\ CP1}$$

$$P \quad p\ 3.14\frac{D^2}{4\ z} \qquad PZ \quad P\frac{CS}{CS \quad CP}$$

$$PO1 \quad 0.4\ P \qquad PT \quad PO1 \quad P \qquad PO \quad PT \quad P\ \frac{CS}{CS \quad CP}$$

$$CS \quad 9.1826 \quad 10^5$$

$$CP \quad 7.9919 \quad 10^5$$

$$PO \quad 5.9438 \quad 10^4$$

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A RIGIDITĂȚII ARCURILOR

Aplicația are drept scop trasarea curbei de încărcare-descărcare a arcurilor, calculul energiei înmagazinate în arc în timpul solicitării acestuia şi recunoaşterea diferitelor tipuri de arcuri.

1. Fundamente teoretice

Arcurile, elemente care formează legătura elastică între elementele componente ale unei maşini sau sistem, prezintă deformații elastice mari, fiind executate din materiale capabile să suporte tensiuni ridicate fără a atinge limita de curgere.

Arcurile pot transorma lucrul mecanic al sarcinilor exterioare în energie potențială înmagazinată elastic, cu posibilitatea de a o ceda în perioada de revenire.

Arcurile prezintă o mare importanță fiind utilizate în cele mai variate domenii, cum ar fi:

- exercitarea de forțe elastice permanente în dispozitive;
- reglarea şi limitarea forțelor;
- preluarea şi amortizarea energiei şocurilor şi vibrațiilor;
- acumulatoare de energie;
- măsurarea forțelor şi momentelor;
- modificarea pulsației proprii a unui sistem mecanic.

Comportarea diferită a arcurilor în timpul funcționării este influențată de următorii factori:

- tipul arcului;
- materialul arcului;
- elementele geometrice ale arcului;
- variația forțelor şi momentelor ce apar în funcționare.

Aceşti factori conduc în final la acumulări energetice diferite şi la disipări de energie mai mari sau mai mici în perioada de descărcare a arcului.

Din această cauză cunoaşterea rigidităţii arcului prin trasarea caracteristicii sarcina-deformaţie pentru fiecare tip de arc are o importanţă deosebită.

Reprezentarea grafică a caracteristicii arcurilor poate fi:

- liniară, fără sarcină iniţială - figura 1.a.);
- liniară, cu sarcină iniţială figura 1.b.);
- neliniară, fără sarcină iniţială figura 1.c.);
- neliniară, cu sarcină iniţială figura 1.d.).

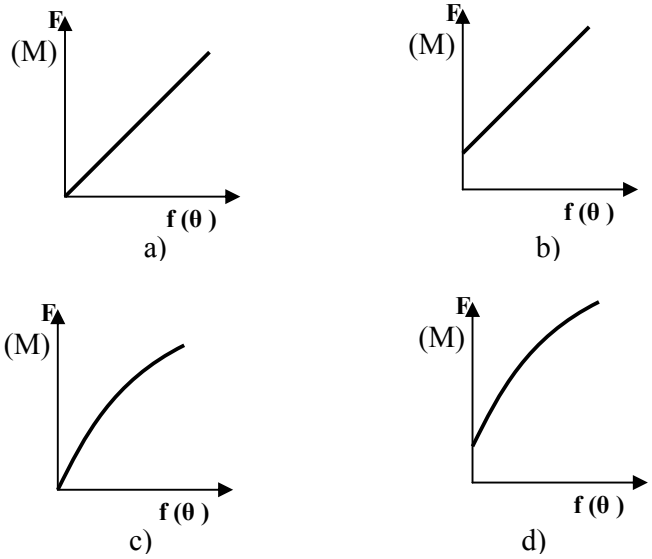


Fig.1

Sarcina poate fi o forţă F, sau un moment M, iar deformaţia este o deplasare liniară f, sau unghiulară θ, φ . Dacă nu există frecări între elementele arcului, frecări interioare în material sau frecări în instalaţia experimentală, caracteristica arcului la descărcare coincide cu cea la încărcare. În caz contrar caracteristica de încărcare se situează deasupra elei teoretice, iar curba de descărcare se situează sub cea teoretică – figura 2.

Multe arcuri lucrează numai pe o parte din curba caracteristică sarcina-deformaţie. Domeniul de lucru este definit prin valorile limită pentru sarcină şi deformaţie.

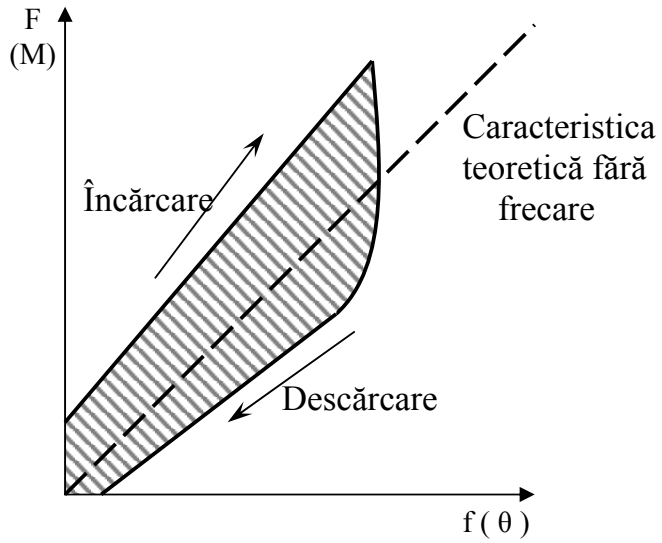


Fig. 2

Clasificarea arcurilor poate fi efectuată după mai multe criterii, astfel:

- După forma constructivă arcurile pot fi : elicoidale, bară de torsiune, lamelare şi cu foi multiple, spiral plane, inelare, disc, bloc.
- După natura solicitării exterioare arcurile pot fi supuse la : tracţiune, compresiune, încovoiere şi torsiune.
- După natura tensiunii interioare principale materialul arcurilor poate fi supus la : torsiune, încovoiere, tracţiune-compresiune.
- După tipul caracteristicii elastice arcurile pot fi cu caracteristică constantă şi cu caracteristică variabilă.

Deoarece arcurile elicoidale cilindrice au o largă utilizare (suspensii, arcuri de supape etc.), în cele ce urmează vor fi prezentate principalele elemente geometrice ale arcului elicoidal cilindric de compresiune (STAS 7067-76).

Arcurile elicoidale cilindrice sunt arcurile formate din sârme sau bare, cu secţiune rotundă sau dreptunghiulară, înfăşurate după o elice pe o suprafaţă directoare a unui cilindru.

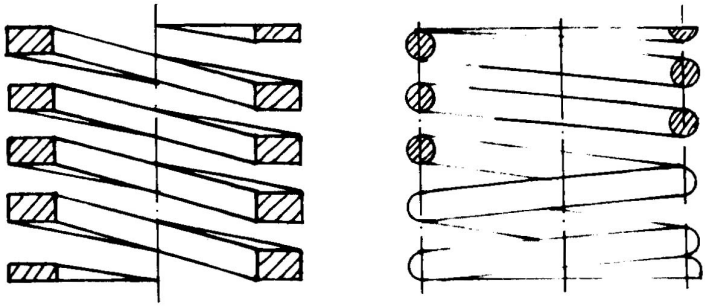


Fig. 3

Elementele geometrice ale arcului elicoidal cilindric de compresiune sunt - figura 4.:

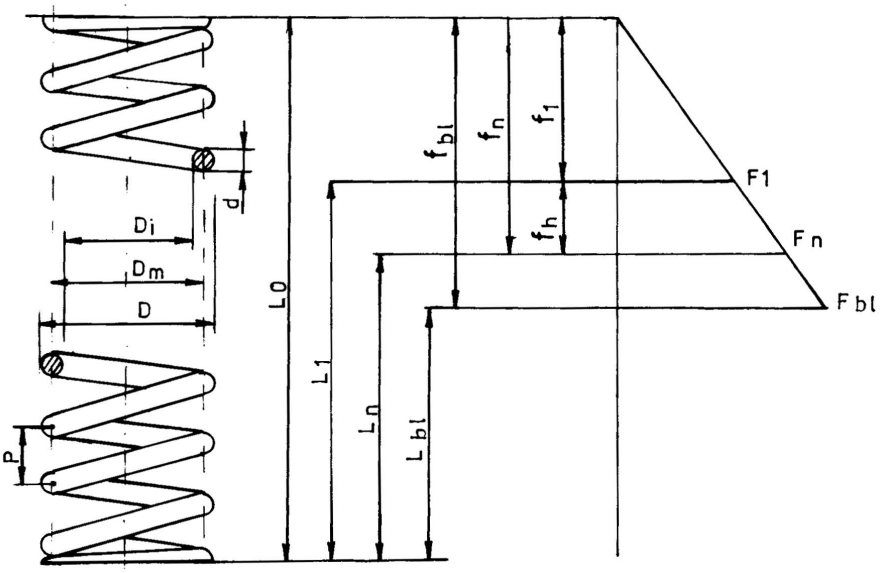


Fig. 4

d – diametrul sârmei;
D_m – diametrul mediu al arcului;
D – diametrul exterior al arcului;
D_i - diametrul interior al arcului;

L_0 – lungimea arcului în stare liberă;
F_1 – sarcina minimă de montaj;
L_1 – lungimea arcului corespunzătoare forței F_1;
F_n – sarcina maximă de funcționare;
L_n – lungimea arcului corespunzătoare lui F_n;
F_b – sarcina de blocare;
L_b – lungimea arcului corespunzătoare lui F_b (arcul se află spiră pe spiră).

2. Elemente de calcul

2.1. Rigiditatea arcurilor

Rigiditatea arcului este definită ca fiind panta caracteristicii arcului:

- pentru caracteristica liniară :

$$K = \frac{F}{f} \text{ sau } K = \frac{M}{\theta}$$

- pentru caracteristica neliniară :

$$K = \frac{dF}{df} \quad \text{sau } K = \frac{dM}{d\theta}$$

Se observă faptul că panta caracteristicii arcului este tocmai tangenta unghiului într-un punct.

2.2. Energia acumulată în procesul de deformare elastică

Energia acumulată de arc în procesul de deformare este suprafața delimitată de abscisa şi caracteristica arcului, cuprinsă între cele două valori ale deformației - figura.5.

Pentru un arc cu caracteristica neliniară, energia acumulată de arc va fi - figura. 5.a):

$$W = \int_{f_1}^{f_2} F \cdot df \qquad \text{sau} \qquad W = \int_{\theta_1}^{\theta_2} M \cdot d\theta$$

Evident, energia acumulată de un arc cu o carcteristică liniară, în procesul de deformare elastică, va fi suprafața trapezului - figura 5.b):

$$W = \frac{(F_1 + F_2) \cdot (f_2 - f_1)}{2} \qquad \text{sau}$$

$$W = \frac{(M_1 + M_2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)}{2}$$

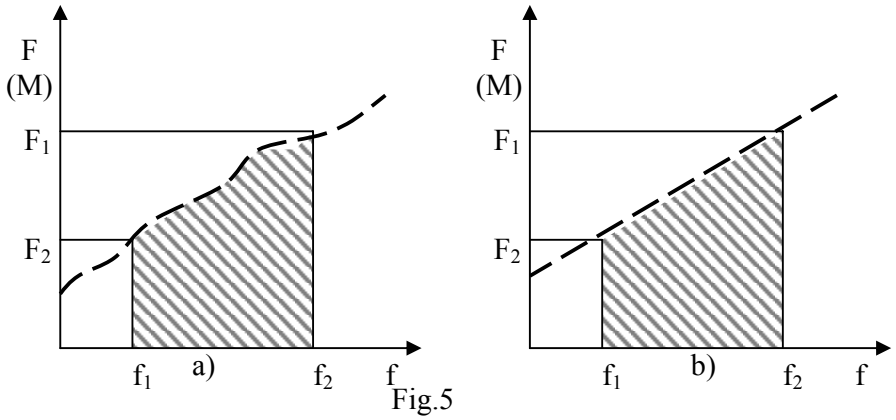


Fig.5

2.3. Combinarea arcurilor

Combinarea arcurilor se utilizează atunci când se impun condiţii de gabarit, sau când se urmăreşte obţinerea unei caracteristici nerealizabile cu un arc simplu. Arcurile pot fi montate în serie, paralel sau mixt. În cazul montării în serie a două arcuri - figura 6.a), se observă că forţa de deformare a arcului acţionează cu aceeaşi valoare asupra celor două arcuri de rigidităţi diferite. În acest caz deformaţiile vor fi diferite pentru cele două arcuri - figura 6.b):

$$F_1 = F_2 = F_{1,2}$$

$$f_{1,2} = f_1 + f_2$$

$$\frac{1}{k_{1,2}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} = \frac{k_1 + k_2}{k_1 \cdot k_2}$$

În general :

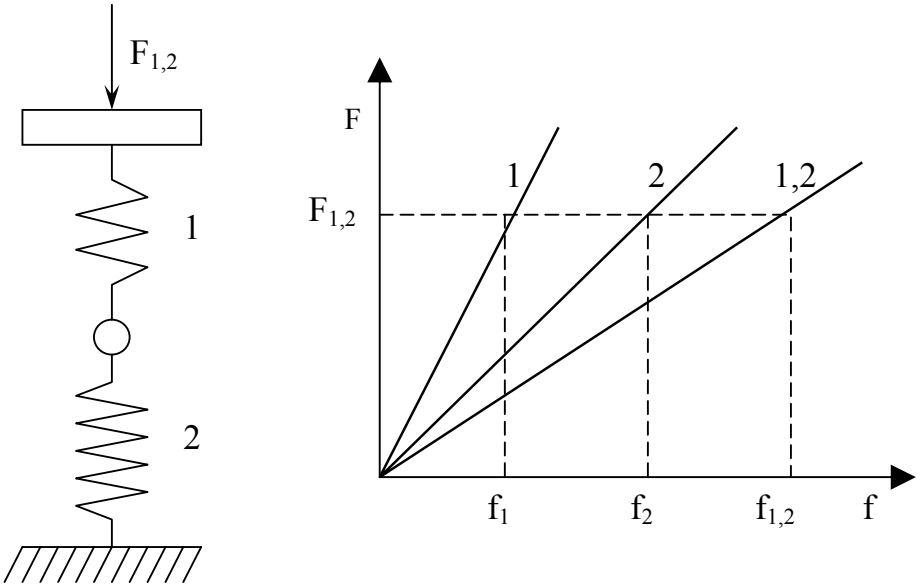
$$\frac{1}{k_{1,n}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{k_i}$$

La arcurile montate în paralel - figura 7.a), forţa de deformare acţionează diferit asupra celor două arcuri. Constructiv, se observă că deformaţiile celor două arcuri sunt egale figura 7.b):

$$f_1 = f_2 = f_{1,2}$$

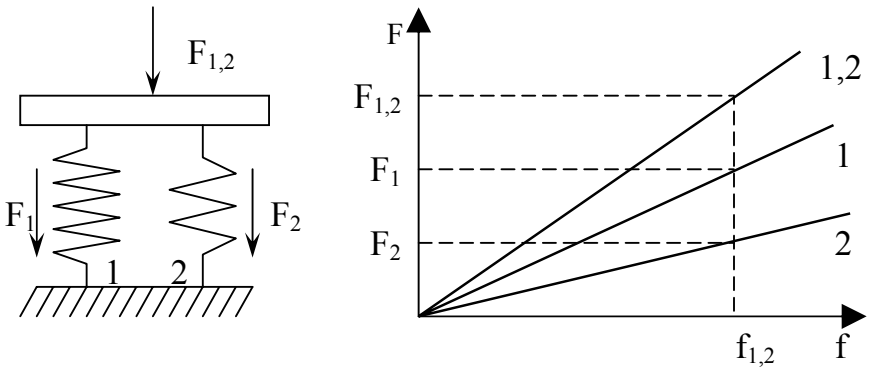
$$F_{1,2} = F_1 + F_2$$

$$K_{1,2} = K_1 + K_2$$



a) b)

Fig. 6



a) b)

Fig.7

În general pentru legarea în paralel a arcurilor se obține:

$$K_{1,n} = \sum_{i=1}^{n} K_i$$

3. Instalația experimentală şi modul de lucru

Instalația experimentală, prezentată în figura 8, se compune din placa de bază 1 pe care sun montate piesele de trecere şi susținere 3 şi 5, scripetele 6 peste care este trecut cablul de tractare 7 legat de platanul 8.

Forța axială din arcurile 2 este determinată de greutățile 9, iar deformația arcurilor se citeşte pe rigla gradată 4.

În cadrul aplicației vor fi studiate două arcuri indicate de conducătorul lucrării la care se vor măsura:

- diametrul sârmei arcului →d
- diametrul exterior al arcului →D
- diametrul mediu al arcului →D_m=D – d
- numărul total de spire (se numără) →n_t
- numărul de spire de reazem (se numără) →n_r
- numărul de spire active →n=n_t – n_r

Aceste date se trec în tabelul 1.

Tabelul 1

Arcul nr.1 (K= ……..N/mm)						Arcul nr.2 (K= ……..N/mm)					
d mm	D M m	D_m mm	n_t buc	n_r buc	n buc	d mm	D mm	D_m mm	n_t buc	n_r buc	n buc

Săgeata arcului se determină cu relația:

$$f = \frac{8}{G} \cdot \frac{(D_m)^3 \cdot n}{d^4} \cdot F \text{ , iar rigiditatea :}$$

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot (D_m)^3 \cdot n}$$

în care G=7,8…8,2 · 10^4 MPa.

Cele două arcuri vor fi montate succesiv pe stand şi încărcate progresiv cu greutăți de aproximativ 10, 20, 30, 40 şi 50 daN, măsurându-se săgețile corespunzătoare indicate de rigla 9. Cu aceste date se va completa pentru fiecare arc în parte tabelul 2.

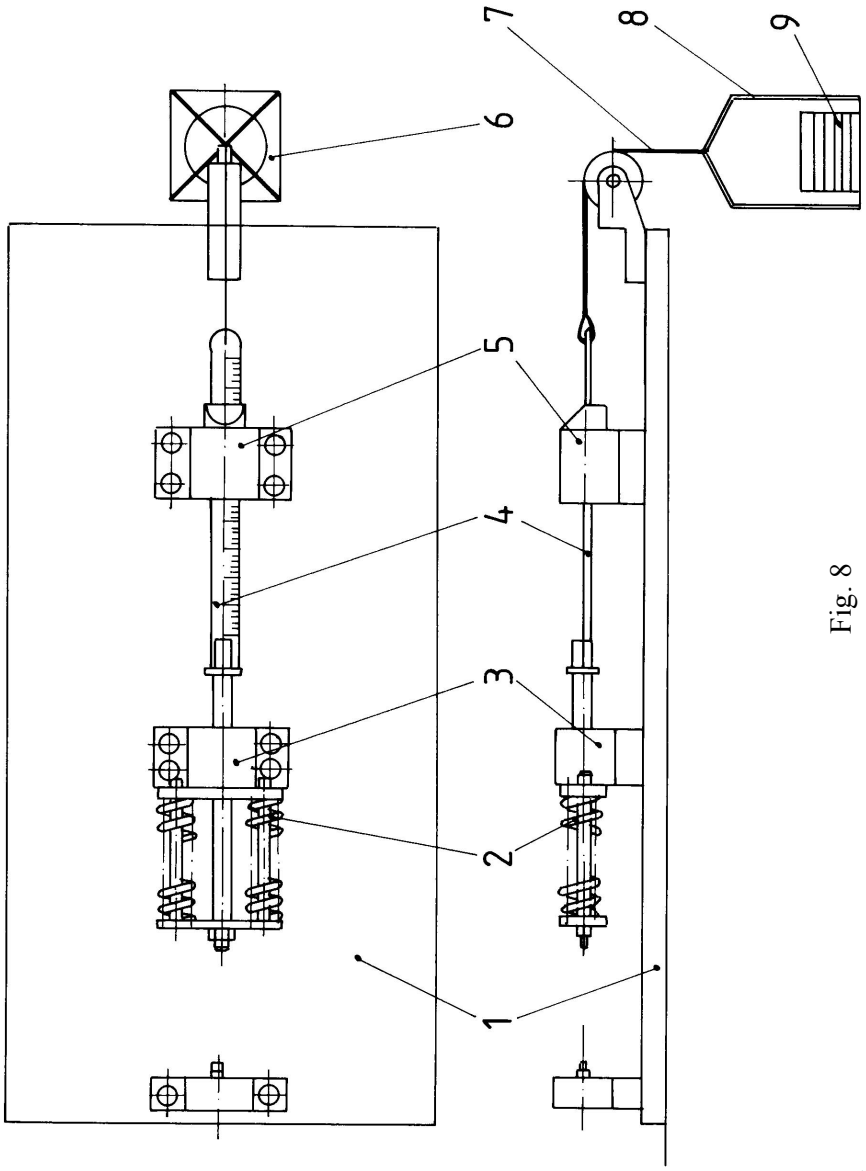


Fig. 8

Tabelul 2

		Arcul nr. 1					Arcul nr. 2				
F	N	10	20	30	40	50	10	20	30	40	50
$f_{măsurat}$	mm										
$f_{calculat}$	mm										
$K_{măsurat}$	mm										
$K_{calculat}$	mm										

După care se va trasa graficul F = funcție(f), similar celui prezentat în figura 9.

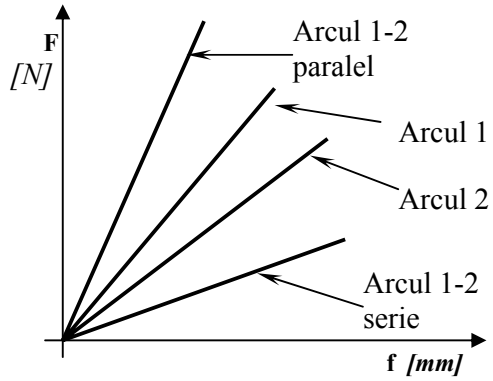


Fig. 9

Se vor lua cele două arcuri studiate anterior şi se vor monta în serie, apoi în paralel pe standul existent în laborator, ansamblul celor două arcuri fiind încărcat progresiv. Vor fi măsurate deformațiile corespunzătoare care vor fi trecute în tabelul 3.

Tabelul 3

		Arcuri montate în serie					Arcuri montate în paralel				
F	N	10	20	30	40	50	10	20	30	40	50
$f_{măsurat}$	mm										
$f_{calculat}$	mm										
$K_{măsurat}$	mm										
$K_{calculat}$	mm										

Pe aceeaşi diagramă se vor trasa graficele F = funcție(f), pentru cele două modalități de cuplare a arcurilor.

În concluzie se vor efectua comparații între valorile calculate şi cele măsurate ale săgeților şi rigidităților arcurilor şi montajelor serie şi paralel ale acestora.

ARBORI
DIMENSIONAREA ARBORILOR DREPȚI

Aplicația are drept scop cunoașterea noțiunilor teoretice legate de arbori (clasificare, materiale etc.) şi a elementelor de calcul necesare pentru dimensionare precum şi prezentarea diferitelor forme constructive de arbori sub formă de eşantioane.

1. Fundamente teoretice

Arborii sunt organe de maşini care au funcția de a susține diferitele organe de maşini aflate în mişcare de rotație şi de transmitere a mişcării şi puterii între acestea.

Arborii se clasifică după mai multe criterii:

a. După forma axei geometrice:
   - dreapta
   - cotită
b. După forma secțiunii:
   - plină
   - inelară
c. După felul rezemării:
   - static determinați
   - static nedeterminați
d. După modul de încărcare:
   - numai la încovoiere (osii)
   - torsiune şi încovoiere (arbori)
e. După turația de regim n_r :
   - arbori rigizi ($n_r < n_{critic}$)
   - arbori elastici ($n_r > n_{critic}$)

Panoplia existentă în laborator prezintă diverse forme şi tipuri constructive de arbori.

Forma şi dimensiunile arborilor sunt determinate atât de modul de repartizare al sarcinilor pe lungime, cât şi de condițiile funcționale, de fabricație şi de montaj. În cele ce urmează se vor discuta numai arborii cu axa dreaptă.

Utilizarea secţiunii inelare este impusă fie de condiţii severe de greutate (cazul arborilor din construcţia aeronavelor), fie de condiţii constructive (cerinţa de trecere a altor elemente prin arbore etc.).

2. Proiectarea arborilor

În figura1 se prezintă diagrama bloc utilizată la proiectarea arborilor.

2.1.Alegerea materialului

Stabilirea materialului şi a tratamentului termic trebuie să ia în considerare atât modul de solicitare al arborelui, cât şi condiţiile de lucru a fusurilor.

Pentru solicitări uşoare se utilizează oţeluri carbon obişnuite OL50, OL60 – STAS 500/2-80 (Anexa 1).Pentru solicitări medii cu cerinţe de durabilitate pentru fusuri şi caneluri se folosesc oţeluri carbon de calitate cu tratament termic de îmbunătăţire OLC35, OLC50 – STAS 880-88 (Anexa 2).

Pentru arbori cu solicitări importante sau când se impun restricţii deosebite de gabarit si greutate se folosesc otelurile aliate de îmbunătăţire: 33MoCrNi11, 41MoCr11, 41CrNi12, 50VCr11 – STAS 791-88 (Anexa 3).

Când se impun condiţii de duritate ridicată a fusurilor sau canelurilor, arborii se execută din oţeluri carbon de cementare OLC15 – STAS 880-88 (Anexa 2), sau oteluri aliate 18MnCr10, 18MoCrNi13, 21MoMnCr12, 13CrNi30 – STAS 791-88 (Anexa 4) atunci când şi celelalte solicitări din masa arborelui sunt importante. Utilizarea oţelurilor aliate de înaltă rezistenţă trebuie făcută cu atenţie, întrucât condiţiile de rezistenţă conduc, în aceste cazuri, la obţinerea unor diametre reduse, conferind arborelui o rigiditate scăzută.

Condiţiile de deformaţii pot impune redimensionarea arborelui, făcând superflua utilizarea oţelului de înaltă rezistenţă.

Arborii de dimensiuni mari sau arborii de formă complicată pot fi executaţi din fontă cu grafit nodular – SRISO 1083-93 (Anexa 5) sau fontă maleabilă – SRISO 5922-95 (Anexa 6). Caracteristicile mecanice de rezistenţă mai mici ale fontelor sunt compensate într-o măsură de sensibilitate mai redusă a fontei la concentrarea tensiunilor şi capacitatea de amortizare a vibraţiilor.

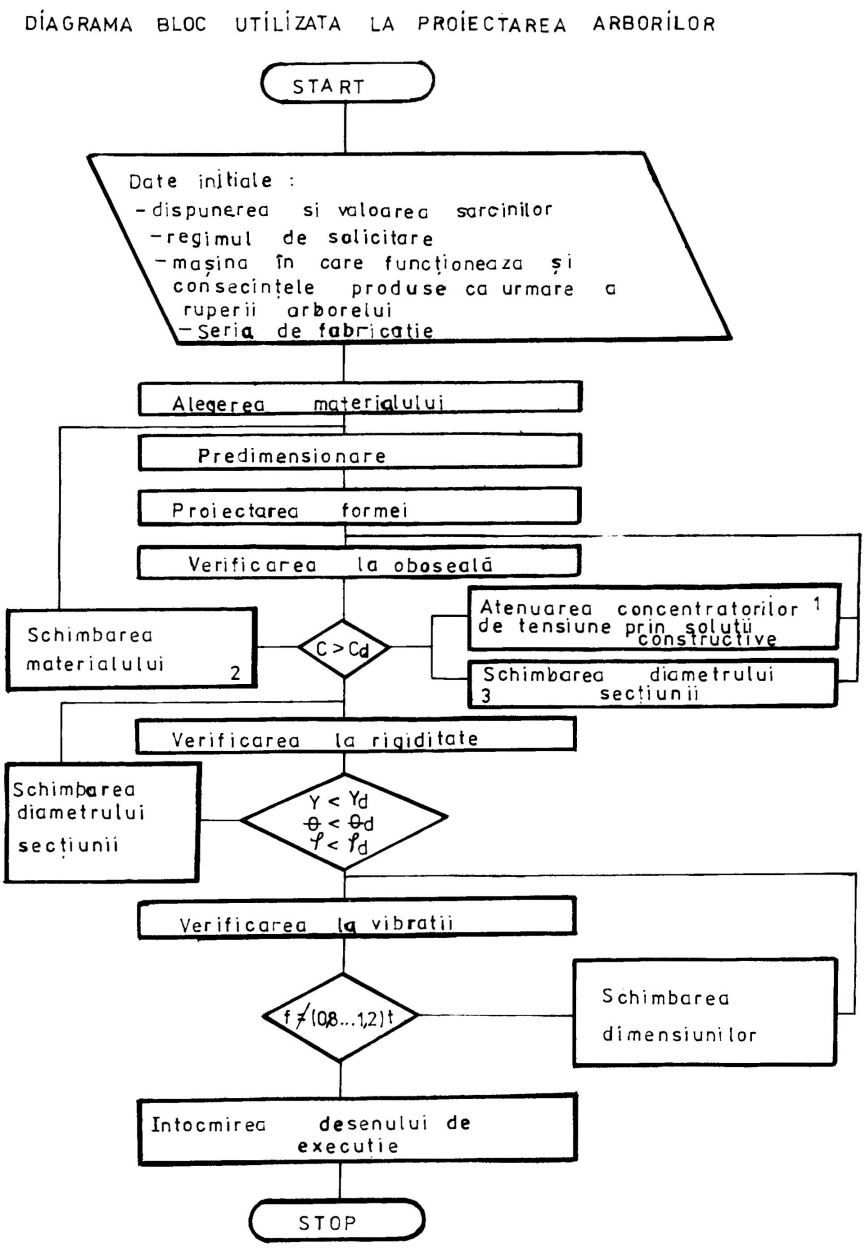


DIAGRAMA BLOC UTILIZATA LA PROIECTAREA ARBORILOR
START
Date initiale :
- dispunerea si valoarea sarcinilor
- regimul de solicitare
- masina în care funcționeaza și consecințele produse ca urmare a ruperii arborelui
- Seria de fabricatie
Alegerea materialului
Predimensionare
Proiectarea formei
Verificarea la oboseală
Schimbarea materialului 2
C > Cd
Atenuarea concentratorilor de tensiune prin soluții constructive 1
Schimbarea diametrului secțiunii 3
Verificarea la rigiditate
Schimbarea diametrului secțiunii
Y < Yd
θ < θd
ϕ < ϕd
Verificarea la vibratii
f ≠ (0,8...1,2)f
Schimbarea dimensiunilor
Intocmirea desenului de execuție
STOP

Fig. 1

2.2. Predimensionarea arborilor

Sarcinile care solicită arborii sunt datorate transmisiilor şi se determină cu relaţii specifice. În majoritatea cazurilor, în prima etapa a proiectării unui arbore nu se cunosc lungimile dintre reazeme sau tronsoane şi, ca urmare, nu se pot determina momentele de încovoiere necesare dimensionării.

Determinarea preliminară a diametrului arborelui se face pe baza unui calcul convenţional simplificat, considerând numai rezistenţa la rupere la torsiune:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P}{\pi \cdot \omega \cdot \tau_{at}}} \qquad (1)$$

unde: M_t (N m) - momentul de torsiune,
P (W) - puterea transmisă,
ω (rad/sec) – viteza unghiulară,
τ_{at} (Pa) - tensiunea admisibilă la torsiune,
pentru τ_{at} = (15 … 35) Mpa, deoarece se neglijează solicitarea de încovoiere; se vor alege valori mai mici pentru diametre mici.

Având diametrul preliminar, se determină apoi pe baza unor recomandări constructive, lungimile tronsoanelor arborelui, rezultând în final întreaga lungime l.

Recomandări constructive în cazul arborilor unui reductor cu roţi dinţate:

- tronson pentru montarea semicuplajului sau butucului roţii de curea: $l_1 = (1...1,2)\cdot d_p$
- tronson pentru montarea rulmenţilor: $l_2 = (0,4…0,8)\cdot d_p$;
- tronson destinat fusurilor la lagărele de alunecare $l_3 = (1...2)\cdot d_p$;
- tronson pentru montarea roţilor dinţate sau de fricţiune l_4 poate fi lăţimea roţii sau $l_4 = (1,2…2)\cdot d_p$;
- tronson destinat etanşărilor: $l_5 = (0,5…0,8)\cdot d_p$;
- tronson pentru distanţarea organelor de maşini aflate în mişcare de rotaţie relativă: l_6 = 10 mm în interiorul carcasei si l_7 = 20 mm în exteriorul carcasei.

În baza acestor recomandări se poate determina poziţia secţiunilor unde acţionează sarcinile exterioare care încarcă arborele.

Determinarea diametrelor tronsoanelor arborelui se face în urma calculului de rezistența la solicitarea de torsiune şi încovoiere, calcul care presupune parcurgerea mai multor etape:

1. Stabilirea schemei de forțe care solicită arborele la încovoiere şi determinarea momentelor de torsiune pe porțiuni. Forțele active si reacțiunile din reazeme se consideră simplificat sub forma unor forțe concentrate pe mijlocul tronsoanelor respective.

În cazul unor reazeme deosebite, punctul de aplicație a reacțiunilor din reazeme are poziție dependentă de tipul lagărului – figura 2.

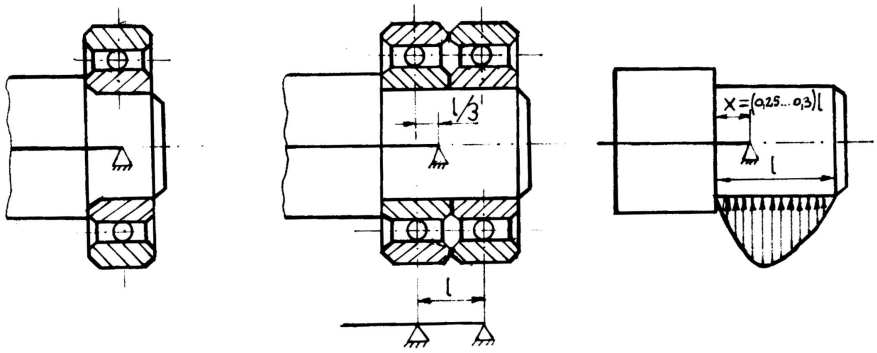


Fig.2

Distribuția forțelor pe suprafața de contact a butucilor cu arborele se poate aprecia după tabelul 1, în care d este diametrul fusului de arbore, D este diametrul butucului, B este lungimea butucului, iar F este forța radială ce acționează asupra butucului.

În cazul acțiunii sarcinilor din diferite plane, se determină proiecțiile fiecărei forțe în două plane perpendiculare care trec prin axa arborelui (inclusiv reacțiunile) – figura 3.

2. Determinarea momentelor încovoietoare M_{iH} si M_{iV} date de componentele forțelor de fiecare din cele două plane perpendiculare, cu considerarea diagramelor de momente încovoietoare corespunzătoare.

3.Calcularea momentului încovoietor rezultat $M_{i\,rez}$, prin adunarea geometrică, punct cu punct, a momentelor M_{iH} si M_{iV} din cele două plane de proiecție:

$$(M_{irez})_j = \sqrt{(M_{iH})_j^{\,2} + (M_{iV})_j^{\,2}} \quad j = \overline{1,n} \qquad (2)$$

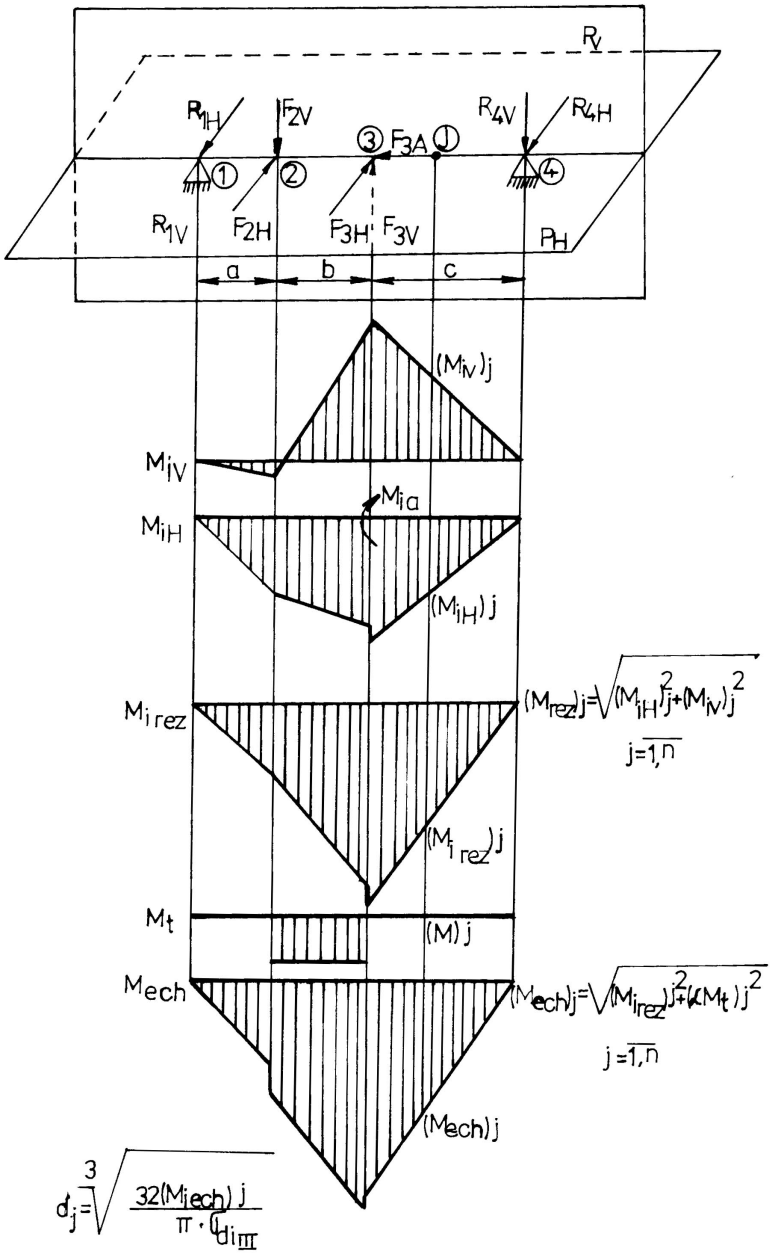
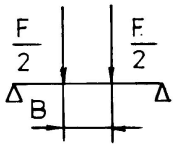
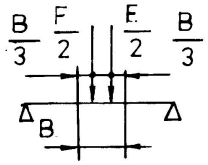
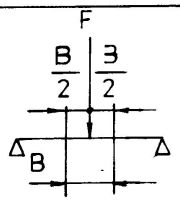
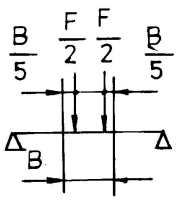
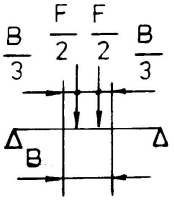

R_V
R_1H
F_2V
③ F_3A ①
R_4V
R_4H
① ② ④
R_1V
F_2H
F_3H
F_3V
P_H
a
b
c
(M_iV)j
M_iV
M_ia
M_iH
(M_iH)j
M_irez
(M_rez)j=√((M_iH)j²+(M_iV)j²)
j=1,n
(M_irez)j
M_t
(M)j
M_ech
(M_ech)j=√((M_irez)j²+(M_t)j²)
j=1,n
(M_ech)j
d_j=∛(32(M_iech)j / π·[σ_di]III)

Fig. 3

Tabelul 1

Distribuția sarcinii pe arbore	Rigiditatea butucului în comparație cu rigiditatea fusului de arbore		
	mare: $\frac{D}{d} \geq 2$	intermediară: $1,2 \leq \frac{D}{d} < 2$	mică: $\frac{D}{d} < 1,2$
	orice fel de ajustaj	ajustaj cu joc	
			
		ajustaj cu strîngere	
			

4.Trasarea diagramei de variație a momentelor de răsucire de-a lungul axei arborelui ca în figura 3.

5. Determinarea, punct cu punct, a mărimii momentului de încovoiere echivalent M_{iech}. Materialele pentru arbori sunt, în mare majoritate, materiale cu domeniu plastic la care se recomandă utilizarea ipotezei tensiunii tangențiale maxime drept criteriu de rupere, în care caz momentul de încovoiere echivalent se determină cu relația:

$$(M_{iech})_j = \sqrt{(M_{irez})_j^2 + (\alpha M_t)_j^2} \quad j=\overline{1,n} \qquad (3)$$

în care α este un coeficient care ia în considerare modul diferit de variație a tensiunilor produse de solicitările de încovoiere şi, respectiv torsiune. Valoarea coeficientului α este determinată de raportul dintre rezistența admisibilă la oboseală de încovoiere pentru ciclul alternant simetric $\sigma_{ai\ III}$ şi una din rezistentele admisibile la solicitarea de încovoiere $\sigma_{ai\ I}$, $\sigma_{ai\ II}$, $\sigma_{ai\ III}$ corespunzătoare modului de variație a momentului de torsiune

(static, pulsant sau alternant simetric). Valorile recomandate pentru rezistențele admisibile $\sigma_{ai\,I}$, $\sigma_{ai\,II}$ şi $\sigma_{ai\,III}$ sunt date în tabelul 2.

Tabelul 2.

MATERIALUL	Rezistența de rupere [Mpa]	Rezistența admisibilă la oboseală de încovoiere pentru regimurile de solicitare I, II, III [Mpa}		
		σ_{aiI}	σ_{aiII}	σ_{aiIII}
OȚEL CARBON	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
OȚEL ALIAT	800	270	130	75
	900	330	150	90
OȚEL TURNAT	400	100	50	30
	500	120	70	40

6. Calculul diametrelor tronsoanelor arborelui în secțiunile cu valori maxime ale momentului încovoietor echivalent se face cu relația:

$$d_j = \sqrt{\frac{32(M_{iech})_j}{\pi \cdot \sigma_{aiII}}} \qquad (4)$$

2.3. Proiectarea formei

Forma arborelui se stabileşte pe baza diametrelor calculate după metoda prezentată, cu considerarea condițiilor impuse de rolul funcțional, tehnologia de execuție şi montaj.

Diametrele suprafețelor de montaj se aleg din şirul de numere normale conform STAS 75 (Anexa 7).

Diametrele fusurilor pentru montarea rulmenților se stabilesc după seria de dimensiuni a diametrelor interioare a rulmenților:

- între 1 … 10 mm din 1 în 1 mm;
- între 10 … 20 mm: 10, 12, 15, 17, 20;
- între 20 … 495 mm din 5 în 5 mm.

Pentru rezemarea axială a rulmenților fusurile respective se prevăd cu umeri de sprijin şi raze de racordare (indicate în STAS 5503 şi STAS 406), cu filet sau cu alte mijloace de fixare a inelelor.

Dacă arborele are mai multe canale de pană pe întreaga lungime, acestea se dispun pe aceeaşi generatoare.

Prezența canalelor de pană slăbeşte secțiunea arborelui, ceea ce impune mărirea diametrelor tronsoanelor respective cu 5% în cazul folosirii unei singure pene şi cu 10% când se folosesc două pene opuse diametral.

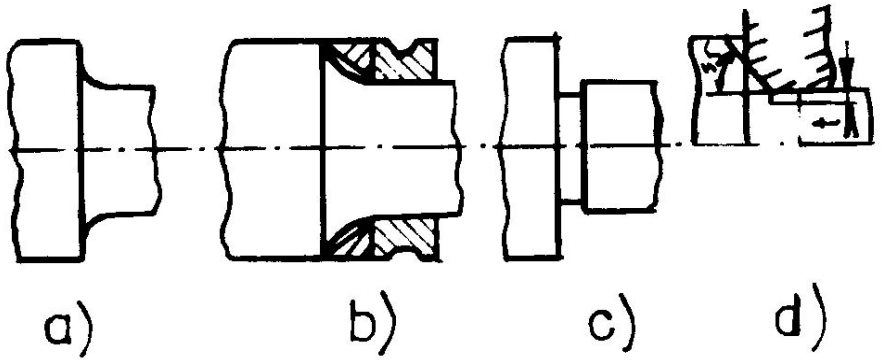


Fig.4

Zonele de racordare între două trepte cu diametre diferite se poate realiza în următoarele variante:

a) – *Rază de racordare constantă* – figura 4 a), care se alege mai mică decât raza de racordare sau dimensiunea radială a teşiturii pieselor montate pe treapta cu diametru mai mic. Pentru arbori puternic solicitați se recomandă ca raza de racordare să fie cel puțin egală cu $0.1 \cdot d$, unde d este diametrul treptei mai mici. Dacă raza de racordare sau teşitura pieselor care se montează pe arbore limitează valoarea razei de racordare a arborelui se pot introduce inele intermediare – figura 4 b). Valorile razelor de racordare sunt indicate în STAS 406; se vor prefera valorile o,6; 1; 1,6; 2,5 şi 4 m.

Canalul circular pentru ieşirea pietrelor de rectificat – figura 4.c), introduce un puternic concentrator de tensiuni, micşorând prin aceasta considerabil rezistența la oboseală a arborelui. Se folosesc la arbori dimensionați din condiții de rigiditate sau pe tronsoanele de capăt ale arborilor unde momentele încovoietoare sunt mici. Dimensiunile recomandate, exprimate în milimetri sunt prezentate în tabelul 3.

Tabelul 3

Diametrul arborelui	Lățimea	Adâncimea
<50	2,5 … 3	0,25 … 0,5
>50	4 … 5	0,5 … 1

Soluția din figura 4.c) asigură pe lângă accesul pietrei de rectificat şi o micşorare a efectului de concentrare a tensiunilor.

b). Racordarea de forma specială, care urmăreşte mărirea razei de racordare la trecerea cu diametru mai mic. Se folosesc racordări realizate cu două raze de curbură sau se execută racordarea interioară – figura 5.a). Pentru mărirea rezistenței la oboseală a arborelui în secțiunile de racordare se procedează la îndepărtarea din treaptă cu diametru mai mare, a materialului puțin solicitat. Aceasta se realizează prin executarea unor canale de descărcare figura 5.b) sau a unor găuri – figura 5.c).

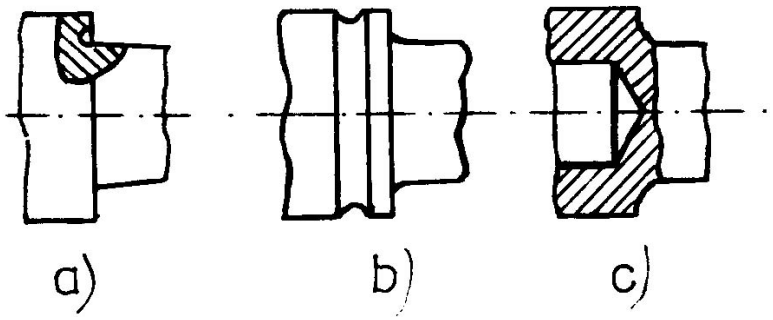


Fig. 5

În cazul când pe lungimea arborelui există mai multe suprafețe de contact, asigurarea unei montări facile se realizează atât prin stabilirea unei forme cât şi a unor toleranțe corespunzătoare. Dacă se foloseşte sistemul de toleranțe cu alezaj unitar, arborele poate rămâne cu diametru constant. În cazul utilizării sistemului arbore unitar, pentru evitarea deteriorării suprafețelor, la montare se realizează tronsoane cu salturi de diametru de 2 mm.

Forma şi dimensiunile capetelor de arbore sunt stabilite în STAS 8724-71 şi STAS 8724/4-71.

Dimensiunile capetelor cilindrice – figura 6 a) şi b) pentru diametre nominale folosite în mod obişnuit sunt date în Anexa 8, iar pentru capete conice – figura 6 c) şi d), în Anexa 9.

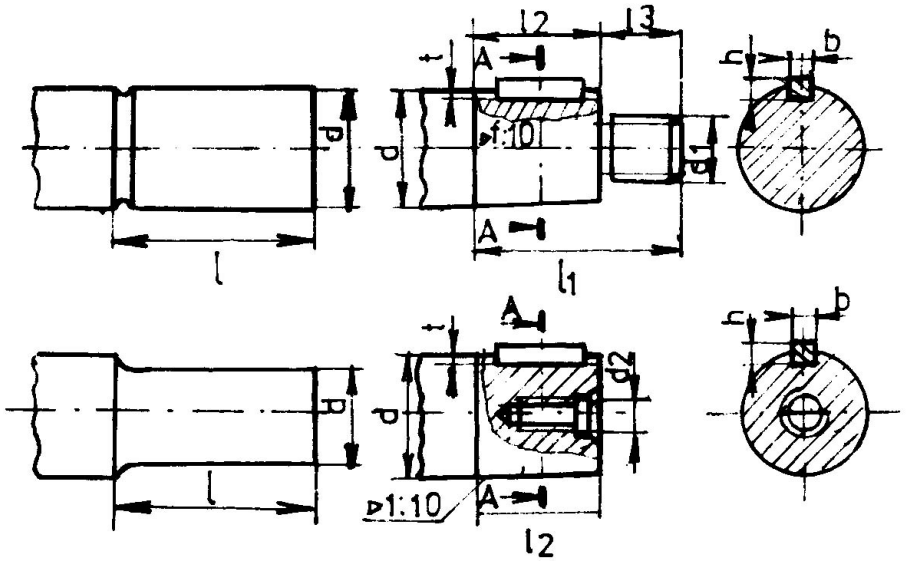


Fig. 6

3. MODUL DE LUCRU

Pentru efectuarea lucrării se parcurg următoarele etape:

1. Se indică de către conducătorul lucrării, puterea de transmisie P (kW) şi turația n (rot/min).

2. Se calculează momentul de torsiune M.

$$M_t = \frac{P}{\omega} \qquad (5)$$

în care puterea P este exprimată în (W), iar ω este exprimată în (rad/sec),

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

cu n exprimat în (rot/min)

3. Cu ajutorul lui M_t se calculează forțele rezultate în angrenaje cu relațiile:

a) Pentru angrenaj conic cu dinți drepți (forțele se determină în secțiunea mediană a danturii:

$$F_{t1,z} = \frac{2 \cdot M_{t1,z}}{d_{m1,z}} \tag{6}$$

$$F_{r1,z} = F_{r1,z} \cdot tg\alpha \cdot \cos\delta_{1,2} \tag{7}$$

$$F_{r1,z} = F_{r1,z} \cdot tg\alpha \cdot \sin\delta_{1,2} \tag{8}$$

Pentru $\sum = \delta_1 + \delta_z = 90^o$, rezultă $F_{r1} = F_{a2}$ şi $F_{a1} = F_{r2}$.

Se considera forţa radială mereu orientată spre axa roţii, iar forţa axială dinspre vârful conului roţii spre exteriorul ei. Aceste sensuri se vor considera pozitive la toate tipurile de roţi conice figura 7.

b) Pentru angrenaj conic cu dinţi înclinaţi sau curbi (forţele se determină în secţiunea mediană a danturii la unghiul de înclinare β_m).

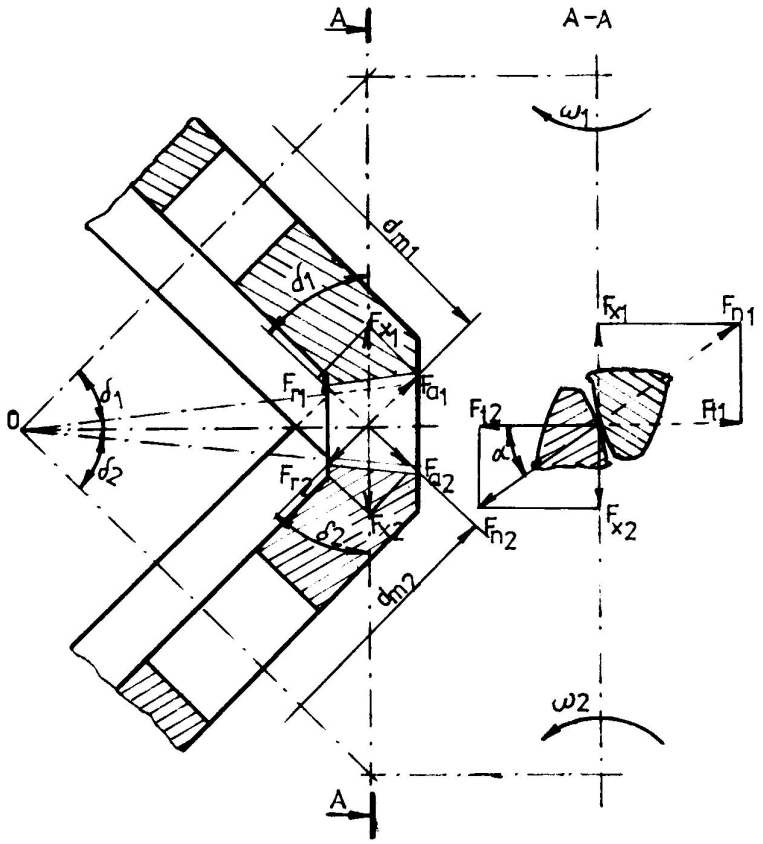


Fig. 7

Forțele tangențiale se determină cu relația:

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{m1,2}} \qquad (9)$$

Forța axială a roții 2 – figura 8, este:

$$F_{a2} = [\frac{tg\alpha_n \cdot \sin\delta 2}{\cos\beta_m} - tg\beta_m \cdot \cos\delta \ ] \qquad (10)$$

Forța radială a roții 2:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot [\frac{tg\alpha_n \cdot \cos\delta_2}{\cos\beta_m} + tg\beta_m \cdot \sin\delta_2] \quad (11)$$

Sensul forței $F_{a1,2}$ depinde de sensul de înclinare al dintelui şi sensul de rotație al roții conice, care stăvilesc roata conică dinspre vârf spre bază.

Relațiile generale de calcul devin:

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot [\frac{tg\alpha_n \cdot \sin\delta_{1,2}}{\cos\beta_m} \pm tg\beta_m \cdot \cos\delta_{1,2}] \quad (12)$$

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot [\frac{tg\alpha_n \cdot \sin\delta_{1,2}}{\cos\beta_m} \pm tg\beta_m \cdot \sin\delta_{1,2}] \quad (13)$$

Adoptarea semnalului plus sau minus se face conform regulilor din tabel :

REGULA SEMNELOR LA ANGRENAJELE CONICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI SAU CURBI		
Sensul de rotație al roții şi sensul înclinării dintelui		
	Acelaşi	Opus
Pentru roata motoare 1	Semnele de jos	Semnele de sus
Pentru roata condusa 2	Semnele de sus	Semnele de jos

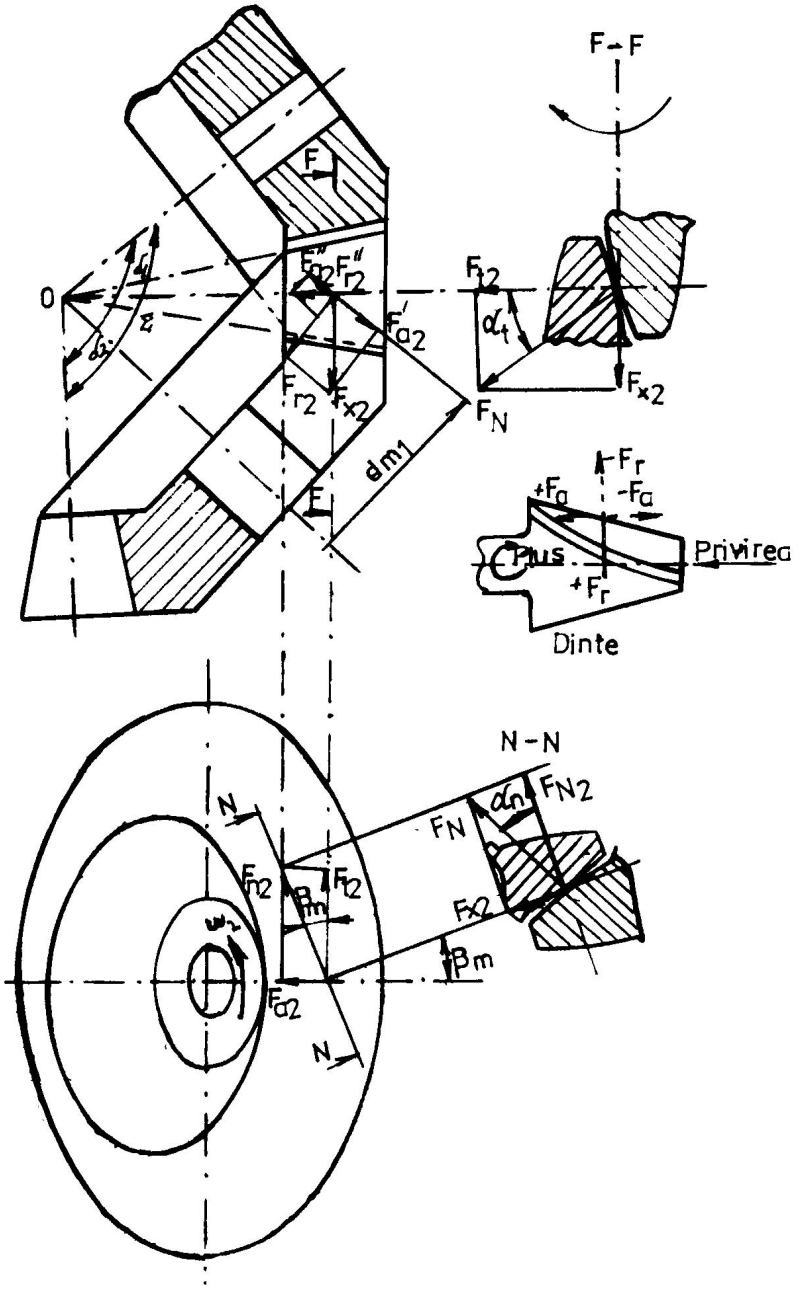

F - F
F
0
Σ
F''_{a2} F''_{r2}
F'_{a2}
F_{r2}
F_{x2}
F_{t2}
α_t
F_N
F_{x2}
d_{m1}
F
$-F_r$
$+F_a$
$-F_a$
Plus
Privirea
$+F_r$
Dinte
N - N
N
F_{n2}
F_{t2}
β_m
α_n
F_{N2}
F_N
F_{x2}
β_m
F_{a2}
N

Fig. 8

c) Pentru angrenaje cilindrice cu dinți drepți – figura 9.

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}} \tag{14}$$

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot tg\alpha_o \tag{15}$$

Forța normală pe dinte este:

$$F_{n1,2} = \frac{F_{t1,2}}{\cos\alpha_o} \tag{16}$$

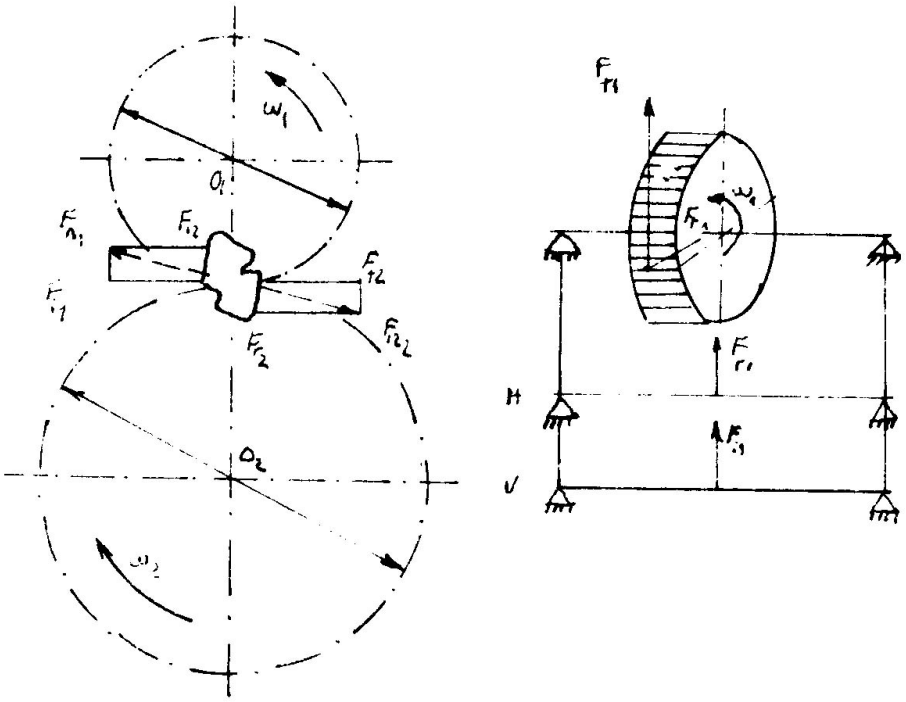


Fig.9

d) Pentru angrenajele cu dinți înclinați – figura 10.

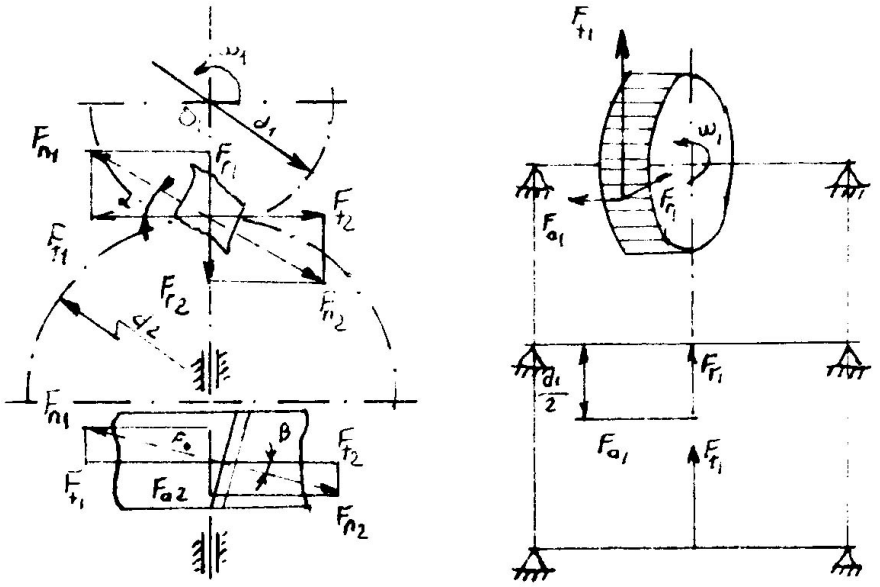


Fig. 10

Forța normală pe dinte F_n este înclinată în plan vertical cu unghiul α_0 şi în planul orizontal cu unghiul β.

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}} \tag{17}$$

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot tg\alpha_{ot} \tag{18}$$

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot tg\beta \tag{19}$$

$$F_{n1,2} = \frac{F_{t1,2}}{\cos\alpha_{on} \cdot \cos\beta} \tag{20}$$

Sensul forțelor tangențiale pentru fiecare roata depinde de sensul de rotație. La roțile cu dinți înclinați, sensul forței axiale este dat de sensul de rotație şi de sensul înclinării dinților (stânga sau dreapta).

Conducătorul lucrării va preciza toate diametrele şi unghiurile necesare în calcule.

4. Se alege materialul pentru arbore conform indicațiilor de la § 2.1. şi pentru materialul ales se determină caracteristicile mecanice din anexele 1, 2, 3, 4, 5, 6.

5. Se determină lungimile tronsoanelor arborelui pe baza indicațiilor de la § 2.2., obținându-se astfel şi poziția secțiunilor unde acționează sarcinile exterioare.

6. Se stabileşte schema de încărcare a arborelui, global şi în cele două plane reciproc perpendiculare, determinându-se şi reacțiunile.

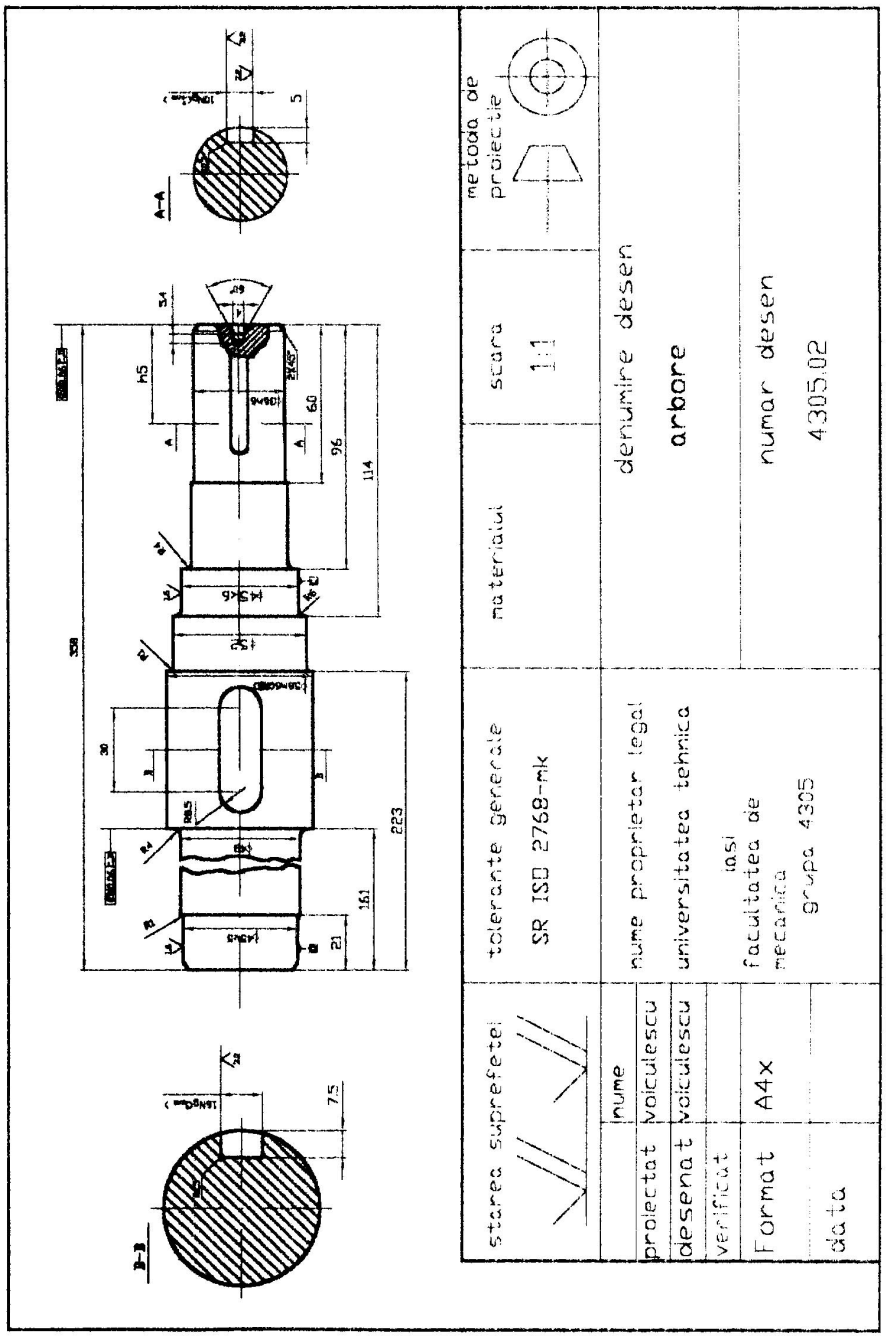
7. Se determină momentele încovoietoare în cele două plane perpendiculare şi se trasează diagramele de momente M_{iH}, M_{iV} si $M_{i\ rez}$ (analog figura 3).

8. Se determină momentul de torsiune şi se trasează diagrama M_t, apoi se determina şi se trasează diagrama $M_{i\ ech}$ (analog figura 3 şi recomandări de la § 2.2.

9. Se determină diametrele tronsoanelor arborelui d, cu recomandările de la § 2.2. şi relația (4).

10. Se determină forma constructivă a arborelui pe baza recomandărilor de la § 2.2.

11. Pe baza tuturor datelor obținute se reprezintă grafic pe un format corespunzător, la scara 1:1, desenul de execuție al arborelui proiectat. Recomandări referitoare la toleranțe, rugozități şi abateri geometrice, desen de execuție, se găsesc în cadrul aplicației de la pagina 7.


starea suprefetei
tolerante generale
SR ISO 2768-mk
materialul
scara
1:1
metoda de proiectie
nume
proiectat
voiculescu
desenat
voiculescu
verificat
Format
A4x
data
nume proprietar legal
universitatea tehnica
iasi
facultatea de mecanica
grupa 4305
denumire desen
arbore
numar desen
4305.02

Anexa 1

CARACTERISTICI MECANICE ALE OȚELURILOR DE UZ GENERAL PENTRU CONSTRUCȚII (STAS 500/2-80, Extras)					
		GROSIMEA SAU DIAMETRUL PRODUSULUI, a [mm]			
Marca Oțelului	Clasa de calitate	**a < 16**	**16 < a < 40**	**40 < a < 100**	**a > 100**
			$R_{p0,2}$ (σ_c) [N/mm^2]		R_m(σ_r) [N/mm^2]
OL 32	1, 1a	180	170	160	310 - 390
OL 34	1, 1a, 1b	210	200	190	330 - 410
OL 37	1, 1a, 1b 2 3 4	240	230	210	360 - 440
OL 42	1, 1a, 1b 2 3	262	250	230	410 - 490
OL 44	2 3 4	280	270	250	430 - 540
OL 52	2 3 4	350	340	330	510 - 630
OL 50	1, 1a, 1b	290	280	270	490 - 610
OL 60	1, 1a, 1b	330	320	310	590 - 710
OL 70	1, 1a, 1b	360	350	340	min 690
OL 30					min 310

Anexa 2

OȚELURI CARBON DE CALITATE PENTRU TRATAMENT TERMIC DESTINATE CONSTRUCȚIEI DE MAŞINI. CARACTERISTICI MECANICE (STAS 880-88, Extras)

Marca oțelului	Diametrul probei de tratament termic de referință	Tratament termic	$R_m(\sigma_r)$ [N/mm^2]	$R_{po,2}$ (σ_c) [N/mm^2]
		N	min 340	210
OLC 10	11	CR	640 - 790	390
		CR	490 - 640	290
		N	min 380	230
OLC 15	30	CR	740 - 880	440
		CR	590 - 780	350
		N	min 410	250
OLC 20	11	CR	490 - 640	310
		N	min 450	270
OLC 25	30	CR	540 - 690	360
		N	min 530	310
OLC 35	16	CR	620 - 760	420
		N	min 610	360
OLC 45	16	CR	700 - 840	480
		N	min 640	370
OLC 50	16	CR	740 - 870	510
		N	min 670	390
OLC 55	16	CR	780 - 930	540
		N	min 700	400
OLC 60	16	CR	830 - 980	570

Anexa 3

CARACTERISTICI MECANICE ALE OȚELURILOR ALIATE DE ÎMBUNĂTĂȚIRE
(STAS 791-88, Extras)

Marca oțelului	Diametrul produsului a [mm]	Tratament termic	$R_{p0,2}$ (σ_c) [N/mm^2]	R_m (σ_r) [N/mm^2]
		N	350	Min 620
35Mn16	a < 16	CR	510	740 - 930
	16 < a < 40	CR	470	670 - 860
	40 < a <100	CR	440	620 - 810
	a < 16	CR	740	930 - 1130
	16 < a < 40	CR	640	830 - 1030
35MnSi12	40 < a < 100	CR	540	740 - 930
	100 < a < 160	CR	490	690 - 830
	160 < a < 250	CR	490	690 - 830
	a < 16	CR	790	980 - 1180
40Cr10	16 < a < 42	CR	670	880 - 1080
	40 < a <100	CR	560	780 - 930
	a < 16	CR	740	880 - 1080
40BCr10	16 < a < 40	CR	690	830 - 930
	40 < a < 100	CR	590	740 - 880
	a < 16	CR	780	980 - 1180
	16 < a < 40	CR	670	880 - 1080
33MoCr11	40 < a < 100	CR	560	780 - 930
	100 < a <160	CR	510	740 - 880
	160 < a < 250	CR	460	690 - 830
	a < 16	CR	880	1080- 1270
	16 < a < 40	CR	780	980 - 1180
41MoCr11	40 < a <100	CR	690	780 - 1080
	100 < a < 160	CR	560	780 - 930
	160 < a < 250	CR	510	740 - 880
41CrNi12	a = 16	CR	830	980 - 1180
	a < 16	CR	880	1080- 1270
	16 < a < 40	CR	780	980 - 1180
50VCr11	40 < a < 100	CR	690	880 - 1080
	100 < a < 160	CR	640	830 - 980
	160 < a < 150	CR	590	780 - 930
	a < 16	CR	980	1180- 1370

	16 < a < 40	CR	880	1080- 1270
34MoCrNi15	40 < a < 100	CR	780	980 - 1180
	100 < a < 160	CR	690	880 - 1080
	160 < a < 250	CR	590	780 - 930
	a < 16	CR	790	980 - 1180
38MoCrAl09	16 < a < 40	CR	690	930 - 1130
	40 < a < 100	CR	590	830 - 980
	a < 16	CR	1030	1230- 1420
	16 < a < 40	CR	1030	1230- 1420
30MoCrNi20	40 < a < 100	CR	880	1180- 1270
	100 < a < 160	CR	780	980 - 1180
	160 < a < 250	CR	690	880 - 1080

Anexa 4

CARACTERISTICILE MECANICE ALE OȚELURILOR DE CEMENTARE
(STAS 791-88, Extras)

Marca oțelului	Diametrul probei de tratament termic de referință	Tratament termic	$R_{p0,2}$ (σ_c) [N/mm^2]	R_M (σ_r) [N/mm^2]
	11	CR	460	790- 1030
15Cr08	30	CR	410	690 - 880
	11	CR	540	790- 1080
18MnCr10	30	CR	610	880- 1180
	11	CR	880	1180-1520
21MoMnCr12	30	CR	740	980 - 1270
	63	CR	590	930 - 1180
	11	CR	830	1080-1420
18MoCrNi30	30	CR	690	930 - 1220
	63	CR	590	830 - 1130
	11	CR	740	930 - 1320
13CrNi30	30	CR	640	880 - 1170
	63	CR	540	780 - 1080
	11	CR	880	1170-1520
20MoNi35	30	CR	690	930 - 1220
	63	CR	640	880 - 1130

	11	CR	880	1170-1520
21TiMnCr12	30	CR	780	1030-1320
	63	CR	690	1030-1180
	11	CR	1180	1370-1720
28TiMnCr12	30	CR	980	1230-1520
	63	CR	880	1180-1420

Anexa 5

CARACTERISTICI MECANICE ALE FONTELOR CU GRAFIT NODULAR
SRISO 1083/93

Marca fontei	Constituent predominant în structură	R_m (σ_r) (N/mm^2) minim	$R_{p0,2}$ (σ_c) (N/mm^2) minim
Fgn 370-17	Ferită	370	230
Fgn 400-12	Ferită	400	250
Fgn 450-5	Ferită + perlită	450	330
Fgn 500-7	Ferită + perlită	500	360
Fgn 600-2	Perlită	600	410
Fgn 700-2	Perlită	700	460

Anexa 6

CARACTERISTICILE MECANICE ALE FONTELOR MALEABILE
SRISO 5922/95

Marca fontei	Diametrul epruvetei mm	R_m (σ_r) [N/mm^2] minim	$R_{p0,2}$ (σ_c) [N/mm^2] minim	$R_{p0,5}$ (σ) [N/mm^2] minim
FONTE MALEABILE CU INIMA ALBĂ				
Fma 350	9	340		
	12	350		
	15	360		
Fma 400	9	360	200	200
	12	400	220	240
	15	420	230	260
FONTE MALEABILE CU INIMA NEAGRĂ				
Fmn 300	15	300		
Fmn 320	15	320		

Fmn 350	15	350	170	190
Fmn 370	15	370	190	210
FONTE MALEABILE PERLITICE				
Fmp 450	15	450	260	280
Fmp 500	15	500	300	320
Fmp 550	15	550	330	360
Fmp600	15	600	360	390
Fmp 650	15	650	390	430
Fmp 700	15	700	500	550

Anexa 7

DIMENSIUNI NOMINALE (STAS 75-76, Extras)											
1	1,05	1,10	1,15	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90
2	2,10	2,20	2,40	2,50	2,60	2,80					
3	3,20	3,40	3,60	3,80							
4	4,20	4,50	4,80								
5	5,20	5,50									
6	6,30	6,50									
7	7,50										
8	8,50										
9	9,50										

NOTA: Pentru dimensiuni mai mari ca 10 mm se înmulţesc numerele din şirul respectiv cu 10, 100, 1000 etc. şi se obţine dimensiunea dorită.

Anexa 8

DIMENSIUNI DE EXECUŢIE PENTRU CAPETE CILINDRICE DE ARBORI (STAS 8724/2-71, Extras)							
Nominal	Abateri limită	Serie lungă	Serie scurtă	Nominal	Abateri limită	Serie lungă	Serie Scurtă
6	+ 0,006			32		60	42
	- 0,002	16		35			
7				38			
8	+ 0,007	20		40			
9	- 0,002			42	+ 0,018	80	58
10		23	20	47	- 0,002		
11				48			
12	+ 0,008		25	50			
14	- 0,003	30		55		110	82
16				56			
18		40	28	60			

19				63			
20				65			
22		50	36	70	+ 0,030	140	105
24	+ 0,009			71	+ 0,011		
26	- 0,004			75			
28		60	42	80			
30				85		170	130

Anexa 9

DIMENSIUNI DE EXECUȚIE PENTRU CAPETE CONICE DE ARBORI
(STAS 8724/4-71, Extras)

Diam. nominal d	l_1 lung	l_2 scurt	lung	scurt	l_3	Filet d_1	Filet d_2	b x h	lung	t scurt
10	23		15		8	M 6		2x2	1,6	
11									1,7	
12										
14	30		18		12	M 8	M 4	3x3		
16									2,5	
18										
19	40	28	28	16	12	M 10	M 5	4x4	3,4	3,1
20										
22										
24	52	36	36	22	14	M 12	M 6		3,9	
25										
28	60	42	42	24	18	M 16	M 8	5x5	4,1	3,6
30									4,5	3,9
32										
35	80	58	58	36	22	M 20	M 10	6x6	5,0	4,4
38										
40						M 24	M 12			
42										
45						M 30	M 16	10x8	7,1	6,4
48										
50	110	82	82	54	28					
55										
56						M 36		14x9	7,6	6,9
60							M 20			
63										
65	140	105	105	70	35	M 42		16x10	8,6	7,8
70										
						M 48	M 24	18x11	9,6	8,8

Anexa 10

PENE PARALELE. STAS 1004-81 şi STAS 1005-81, Extras											
Diametrul	Peste	18	24	30	36	42	48	56	65	75	90
STAS	Până la	24	30	36	42	48	55	65	75	90	105
1004-81	b	6	8	10	12	14	16	18	20	24	28
	h	6	7	8	8	9	10	11	12	14	16
	t	3,8	4,5	5,2	5,2	6,8	6,5	7,1	7,8	9	10,
	t_1	2,3	2,6	2,9	2,9	3,3	3,6	4	4,3	5,2	3
		14	18	22	28	36	45	50	56	63	5,9
		16	20	25	32	40	50	56	63	70	70
		18	22	28	36	45	56	63	70	80	80
		20	25	32	40	50	63	70	80	90	90
Lungimile		22	28	36	45	56	70	80	90	100	100
penelor		25	32	40	50	63	80	90	100	110	110
STAS		28	38	45	56	70	90	100	110	125	125
1005-81		32	40	50	63	80	100	110	125	140	140
		36	45	56	70	90	110	125	140	160	160
		40	50	63	80	100	125	140	160	180	180
		45	56	70	90	110	140	160	180	200	200
		50	63	80	100	125	160	180	200	220	220
		56	70	90	110	140	180	200	220	250	250
											-

STUDIUL CUPLAJELOR

Cunoaşterea construcţiei şi funcţionării principalelor tipuri de cuplaje utilizate în construcţia de maşini, determinarea performanţelor cuplajului comandat mecanic şi a celui comandat electromagnetic şi verificarea limitelor de variaţie a vitezei unghiulare a arborelui condus funcţie de unghiul dintre axele arborilor la un cuplaj cardanic reprezintă principalele scopuri ale acestei aplicaţii.

1. Fundamente teoretice

Cuplajele sunt organe de maşini care asigură legătura şi transferul de energie mecanică între două elemente consecutive, obişnuit coaxiale, ale unui lanţ cinematic, fără a avea posibilitatea modificării legii de mişcare.

Pe lângă funcţia de transmitere a mişcării şi a momentului de torsiune, cuplajele mai pot îndeplini următoarele funcţii: comandă a mişcării, compensare a erorilor de execuţie şi montaj, amortizare a şocurilor şi vibraţiilor, limitare a unor parametrii funcţionali (sens, viteză de rotaţie, moment de torsiune).

Ca rezultat al acestei diversităţi există o mare varietate de forme constructive de cuplaje. Principial, cuplajele pot fi : mecanice, hidraulice şi electromegnetice (STAS 7082).

Cuplajele cu cea mai largă utilizare practică sunt cuplajele mecanice. Acestea pot fi permanente sau intermitente (ambreiaje).

Cuplajele permanente realizează asamblarea permanentă a doi arbori şi nu permit cuplarea sau decuplarea în timpul funcţionării maşinii. Cuplajele permanente pot fi fixe şi mobile.

Cuplajele permanente fixe transmit mişcarea între arbori coaxiali, fără posibilitatea preluării deplasărilor radiale, axiale sau unghiulare, conducând totodată şi la ridigizarea celor doi arbori. Tipuri reprezentative de cuplaje din această categorie sunt cuplajul cu flanşe şi cuplajul cu manşon (STAS 769 şi STAS 870).

Cuplajele permanente mobile permit, în afara transmiterii mişcării şi a momentului de torsiune, preluarea între anumite limite a deplasărilor

radiale, axiale sau unghiulare dintre arbori. Aceste cuplaje pot fi rigide şi elastice.

Cuplajele permanente mobile cu elemente intermediare rigide asigură transmiterea mişcării de rotaţie între arbori a căror coaxialitate nu poate fi respectată, atât datorită condiţiilor iniţiale de montaj, cât şi datorită modificărilor poziţiei relative a arborilor în timpul funcţionării. Funcţie de poziţia relativă a arborilor cuplajele permanente mobile pot fi destinate preluării şi deplasărilor radiale (cuplajul Oldham: cu craboţi, cu element prismatic, cu caneluri, cu bolţuri), axiale (cuplajul cu ghiare), unghiulare (cuplajul cardanic) sau combinate (cuplajul dinţat).

Cuplajele permanente mobile cu elemente intermediare elastice conţin obligatoriu un element elastic metalic sau nemetalic care determină caracteristicile şi calculul de proiectare al cuplajului. În mod obişnuit sunt denumite cuplaje elastice şi permit preluarea, în anumite limite a erorilor de montaj şi execuţie. Rolul principal al cuplajelor elastice este de a limita vibraţiile de rezonanţă şi atenuarea şocurilor prin acumularea elastică a lucrului mecanic şi redarea treptată a acestuia în perioada de revenire a elementului elastic la forma şi poziţia iniţială.

Din categoria cuplajelor permanente mobile cu elemente intermediare elastice metalice fac parte : cuplajele cu articulaţii (Arpex), cuplaje cu disc (Thomas), cuplajul cu lanţ cu role (Browing) sau cu eclise dinţate (Wabco), cuplaje cu arcuri bară (Forst), cuplaje cu arcuri bară de torsiune (Voith-Maurer), cuplaje cu arcuri lamelare (Elcard) sau cu arc şerpuit (Bibby), cuplajul cu arcuri elicoidale (Cardeflex), etc.

Cuplajele elastice cu elemente intermediare nemetalice au elementul elastic executat, în general, din cauciuc care conferă cuplajului elasticitate, capacitate mare de amortizare a jocurilor şi o construcţie simplă. În cazul utilizării unor arcuri mari aceste cuplaje nu sunt economice deoarece le scade mult durabilitatea. Elementul elastic poate fi solicitat la compresiune sau forfecare.

Din prima categorie fac parte : cuplajul cu bolţuri, cuplajul cu rozetă, cuplajul cu prisme (STAS 5982/6,2,3-81).

Din a doua categorie fac parte cuplajele cu plăci solicitate la încovoiere şi forfecare (Eupex), cu bandaje de cauciuc (Thomas), cu disc frontal, cu lamele nemetalice (STAS 5982/4,5-81).

Cuplajele intermitente (**Ambreiajele**) se folosesc pentru întreruperea şi restabilirea frecventă a legăturii dintre doi arbori fără a fi necesară oprirea elementului motor. Ambreiajele pot îndeplini şi funcţii de

limitare a vitezei, momentului de torsiune, puterii sau a sensului de rotație.

Ambreiajele pot fi rigide sau cu fricțiune, comandate sau automate.

Cuplajele intermitente rigide realizează transmiterea momentului de torsiune prin solicitarea la contact a unor proeminențe cu formă conjugată aflate pe cele două circumferințe. La aceeaşi valoare a momentului de torsiune cuplajele intemitente sunt mai simple, mai mici şi mai ieftine față de cuplajele intermitente cu fricțiune.

Dintre cuplajele reprezentative din această categorie fac parte: ambreiajul cu craboți şi ambreiajul cu dantură radială.

Ambreiajele cu fricțiune realizează cuplarea şi decuplarea elementelor sub sarcină, fără şocuri, indiferent de valoarea vitezei relative. Aceste ambreiaje oferă posibilitatea limitării momentului transmis la o valoare dorită şi permit controlul asupra accelerației imprimate elementului condus. Forma suprafețelor de frecare poate fi : plană, conică, cilindrică sau o combinație ale acestora. Forța de apăsare se obține folosind dispozitive de acționare mecanice, electromagnetice, hidrostatice sau pneumatice.

Procesul de ambreiere cuprinde trei perioade - figura 1.

Perioada de cuplare t_1 , în care momentul de frecare din cuplaj creşte până la valoarea momentului rezistent M_r care este aplicat semicuplajului condus.

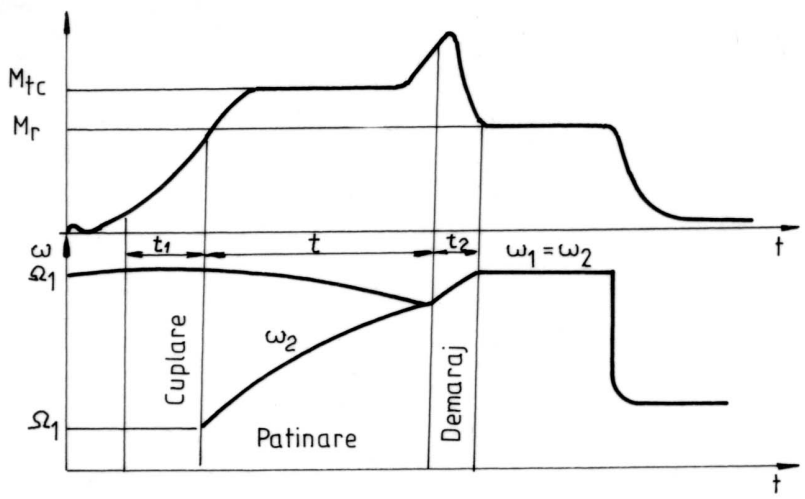


Fig. 1

Perioada de patinare t_p, în care se realizează accelerarea semicuplajului condus de la viteza unghiulară inițială Ω_2 până la atingerea vitezei semicuplajului conducător ($\omega_1 = \omega_2$). În această perioadă cele două discuri având viteze unghiulare diferite, transferul de energie se face cu patinare, ceea ce determină încălzirea şi uzura suprafețelor de fricțiune. Momentul transmis de cuplaj este mai mare decât momentul rezistent :

$$M_{fc} > M_r$$

Perioada de demaraj t_2 , în care are loc creşterea vitezei unghiulare a sistemului până la valoarea $\omega_1 = \omega_2 = \Omega_1$.

Principalele cerințe impuse materialelor folosite pentru suprafețele de frecare sunt: coeficient de frecare cât mai ridicat, uzură minimă, rezistență la temperaturi ridicate, conductibilitate termică ridicată, compatibilitate reciprocă, cost scăzut.

Principalele categorii de ambreiaje comandate utilizate în construcția de maşini sunt: ambreiajul comandat mecanic şi ambreiajul comandat electromagnetic.

Dintre ambreiajele automate fac parte: ambreiajul unisens (torpedoul), ambreiajul centrifugal şi cuplajul de siguranță.

2. Instalația experimentală

Instalația experimentală este compusă din două elemente: o panoplie pe care sunt prezentate principalele tipuri de cuplaje utilizate în construcția de maşini şi un stand destinat studiului cuplajelor.

2.1. Panoplie de prezentare a elementelor componente ale principalelor tipuri de cuplaje utilizate în construcția de maşini

Pe această panoplie sunt prezentate un număr de 9 cuplaje în stare demontată pentru evidențierea elementelor componente ale acestor cuplaje.

1. *Cuplajul dințat* prezentat în figura 2 este compus din două semicuplaje 2 şi 3 care se montează pe cei doi arbori între care are loc transmiterea mişcării. Piulița 1 are rolul de fixare a semicuplajului 2 în interiorul semicuplajului 3. Semicuplajul 2 are prevăzută o dantură exterioară care este introdusă în dantura interioară a semicuplajului 3. Cuplajul permite preluarea, în timpul funcționării, a deplasărilor axiale, iar datorită faptului că dantura semicuplajului 2 este curbată, cuplajul permite şi preluarea deplasărilor unghiulare în anumite limite.

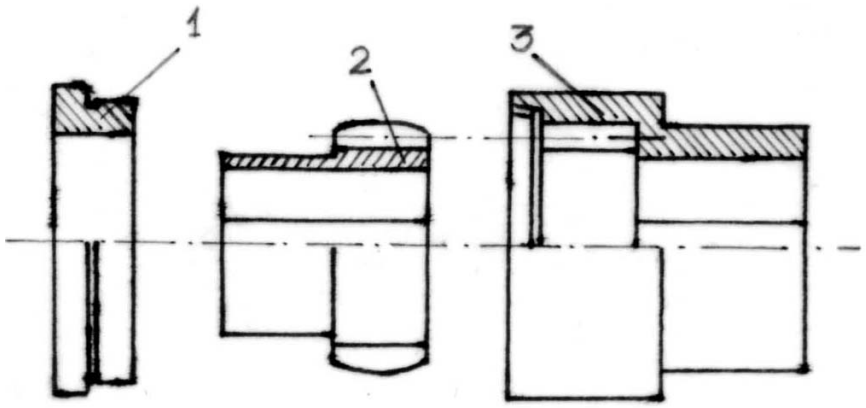


Fig. 2

2. *Cuplajul cu flanşe* – figura 3, este format din două semicuplaje 1 şi 3 plasate pe arbori. Semicuplajele sunt fixate între ele prin intermediul unor şuruburi 2 şi a unor piulițe (ce nu sunt prezentate pe panoplie). Acesta este un cuplaj permanent fix (STAS 769-73) care permite transmiterea mişcării între arbori cu diametre cuprinse între 18…250 mm.

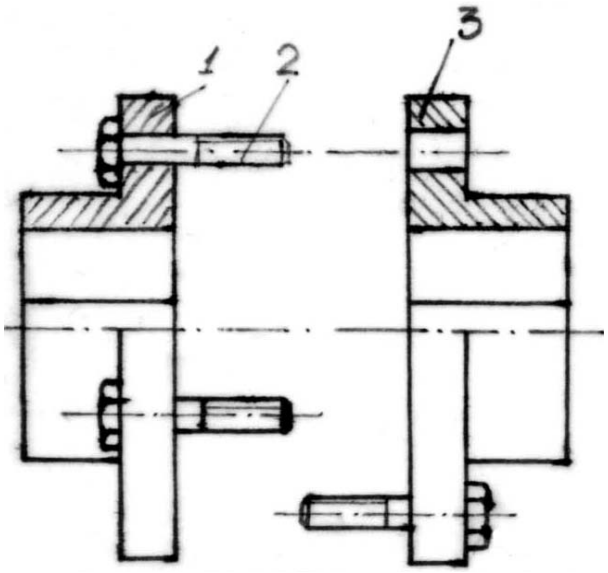


Fig. 3

3. *Cuplajul cu manşon monobloc* - figura 4, este compus dintr-o bucşă 1 montată pe capetele arborilor ce transmite momentul de torsiune prin intermediul ştifturilor 2. Acest cuplaj este folosit pentru diametre ale arborilor de 5…150 mm, iar la turaţii mai mici de 200…250 mm.

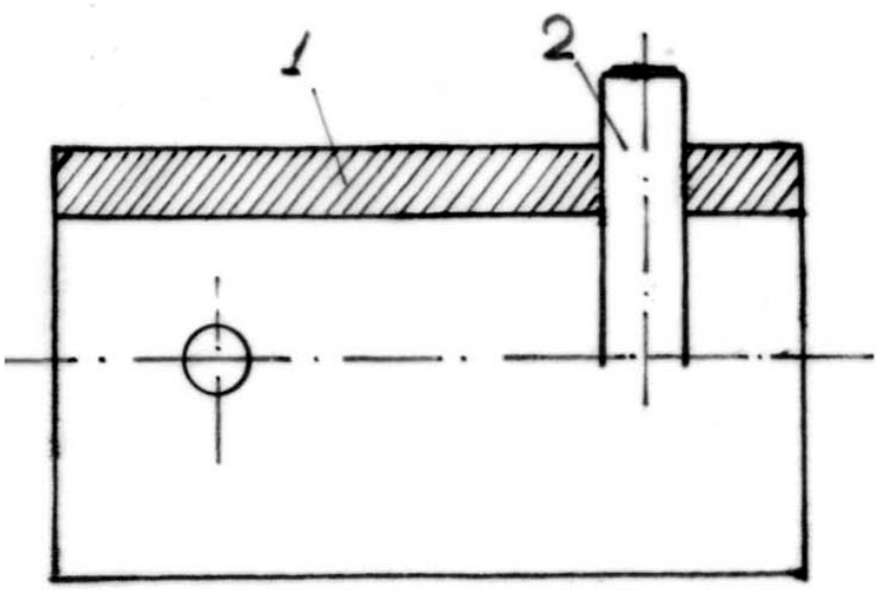


Fig. 4

4. *Cuplajul Oldham* - figura 5, este varianta cea mai răspândită de cuplaj destinat deplasărilor radiale dintre arbori. Aceste cuplaje transmit mişcarea dintre doi arbori montaţi paralel, dar cu o excentricitate variabilă.

Cuplajul este format din două semicuplaje 1 şi 3 care se montează pe cei doi arbori şi un element intermediar 2. Diversele soluţii constructive ale cuplajului Oldham se diferenţiază după forma elementului intermediar : cu craboţi – figura 4, cu element prismatic, cu caneluri sau cu bolţuri.

Cuplajele de acest tip prezintă zgomot în funcţionare şi nu pot fi folosite la turaţii mari datorită forţei centrifuge induse în elementul intermediar.

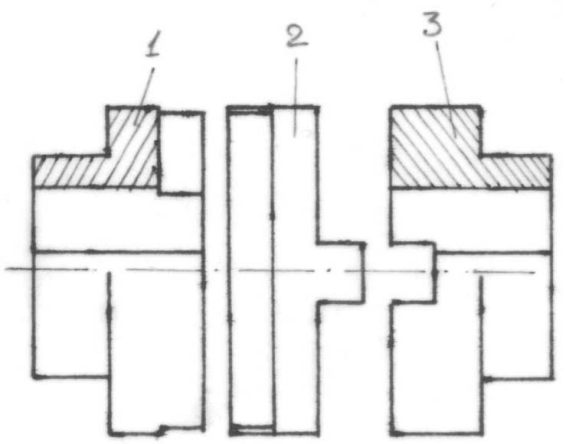


Fig. 5

5. *Cuplajul cu bolţuri şi inele* - figura 6, face parte din categoria cuplajelor mobile cu elemente intermediare elastice nemetalice. Aceste cuplaje sunt formate din două semicuplaje 1 şi 6 care se montează pe arbori. Pe aceste cuplaje sunt montate bolţurile 3 prin intermediul piuliţelor 7. Pe bolţuri se plasează inele de cauciuc 2 asigurate de şaiba plată 4 şi şaiba de siguranţă 5. Inelele de cauciuc conferă cuplajului elasticitate, capacitate mare de amortizare a şocurilor şi o construcţie simplă (STAS 5982/6-81).

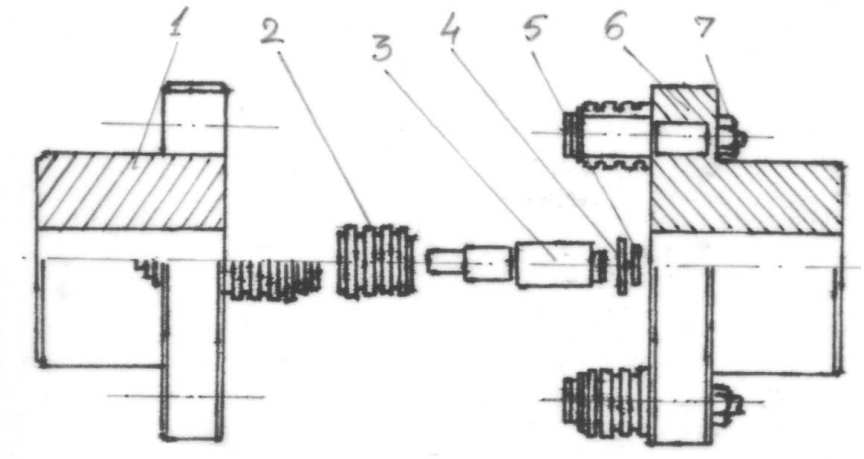


Fig. 6

5. *Cuplajul cu rozetă* - figura 7, face parte tot din categoria cuplajelor mobile cu elemente intermediare elastice nemetalice, fiind format din două semicuple 1 şi 3 care se montează pe arbori şi o rozetă 2 plasată între semicuplaje (STAS5982/2-82).

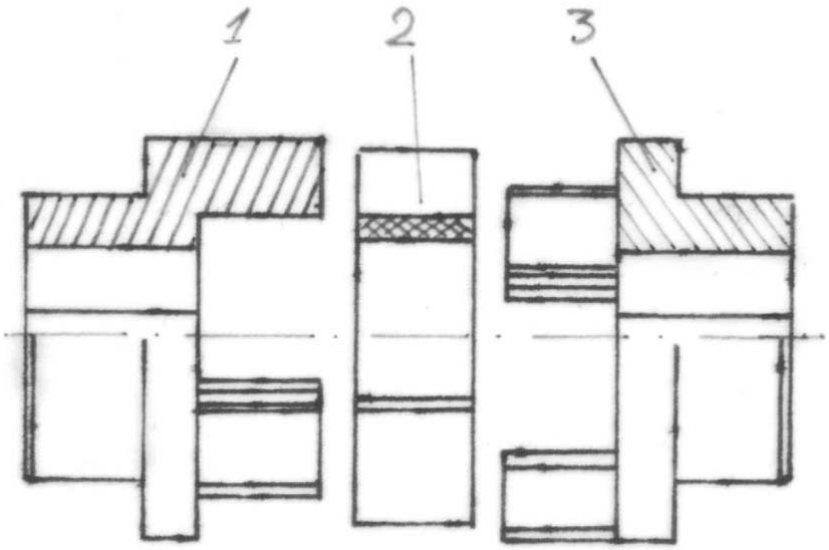


Fig. 7

7. Cuplajul cardanic - figura 8, face parte din categoria cuplajelor unghiulare care permit transmiterea mişcării între doi arbori cu axele concurente. Unghiul dintre axele arborilor este de obicei limitat la 20˚ sau 25˚. Când cuplajele lucrează la turaţii şi puteri mici valoarea unghiului poate creşte, dar nu va depăşi 45˚. Cuplajul este format din două semicuplaje 1 şi 6 sub forma unor furci care se montează pe arbori. Braţele furcilor sunt articulate de crucea cardanică 2 prin intermediul rulmenţilor cu ace 3. Rulmenţii 3 sunt asiguraţi de şaibele plate 5 şi şaibele de siguranţă 4. Dezavantajul cuplajului cardanic constă în faptul că viteza unghiulară a arborelui conducător este constantă. Pentru înlăturarea acestui dezavantaj se foloseşte soluţia cu două cuplaje cardanice şi arbore intermediar impunându-se două condiţii: cei doi arbori să formeze acelaşi unghi cu arborele intermediar, braţele furcilor arborelui intermediar să fie în acelaşi plan.

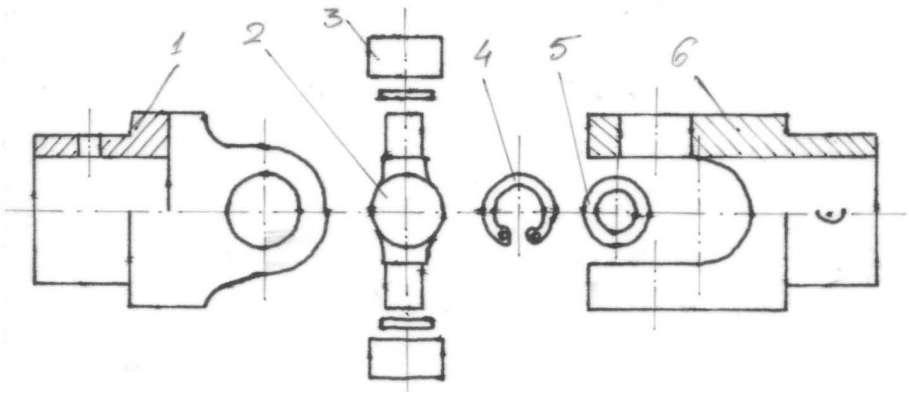


Fig. 8

8. *Cuplajul comandat mecanic* - figura 9, este format din două semicuplaje 1 şi 3 care se montează pe cei doi arbori: conducător şi respectiv condus. Pentru mărirea puterii transmise pe suprafaţa activă a unui semicuplaj este lipită o placă de ferodou 2. Semicuplajul 3, care se poate deplasa axial pe arborele condus, este prevăzut cu o degajare circulară în care pătrunde dispozitivul mecanic de cuplare sub forma unei furci. Acest dispozitiv generează forţa axială necesară cuplării.

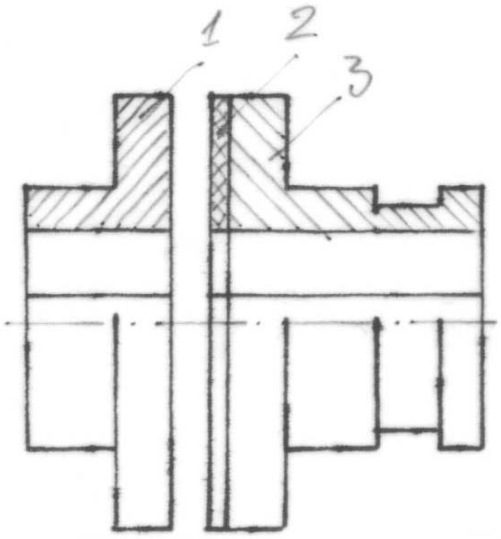


Fig. 9

9. Cuplajul comandat electromagnetic - figura 10, este format din două semicuplaje 1 şi 2 care se montează pe cei doi arbori. Semicuplajul 1 este prevăzut pe suprafaţa frontală cu ghiare care pătrund în canelurile exterioare practicate pe discurile de fricţiune montate liber pe semicuplajul 2. Între aceste discuri sunt plasate alte discuri de fricţiune prevăzute cu caneluri interioare ce se rotesc împreună cu semicuplajul 2. Mişcarea se transmite prin intermediul forţelor de frecare dintre discurile de fricţiune atunci când acestea sunt apropiate între ele de o forţă electromagnetică axială generată de o bobină.

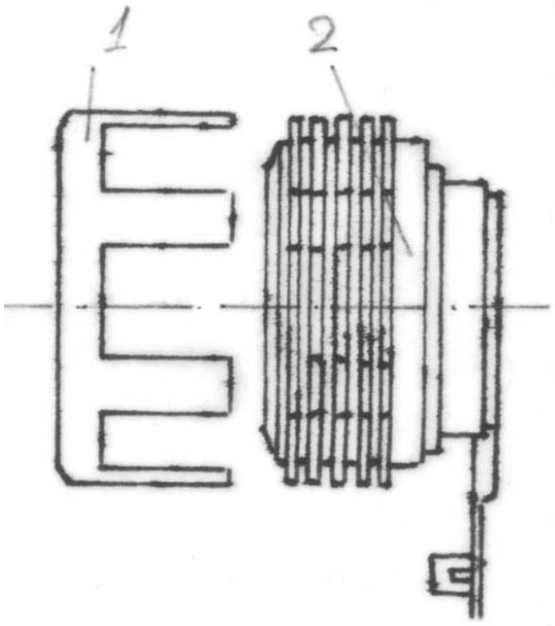


Fig. 10

5.1. Stand pentru studiul cuplajului

Schema standului pentru studiul cuplajului este prezentată în figura 11. Standul este acţionat de electromotorul 1 care transmite mişcarea şi momentul de torsiune spre reductorul 3 prin intermediul cuplajului cu bolţuri şi inele 2. De aici mişcarea se transmite spre reductorul 5 prin intermediul cuplajului cu rozetă 4. Reductorul 5 este conceput astfel încât pemite ataşarea la arborii de ieşire a 3 cuplaje şi anume: ambreiajul comandat 6, cuplajul cardanic 7 şi ambreiajul comandat mecanic 8.

Standul permite vizualizarea modului de funcţionare a cuplajului cu bolţuri şi inele 2 şi a cuplajului cu rozetă 4.

Cuplajul comandat electromagnetic 6 este plasat într-o cuvă paralelipipedică în care este introdusă o anumită cantitate de ulei întrucât acest ambreiaj comandat electromagnetic funcționează imersat în ulei. Alimentarea cu energie electrică se realizează prin intermediul sursei de curent continuu 16.

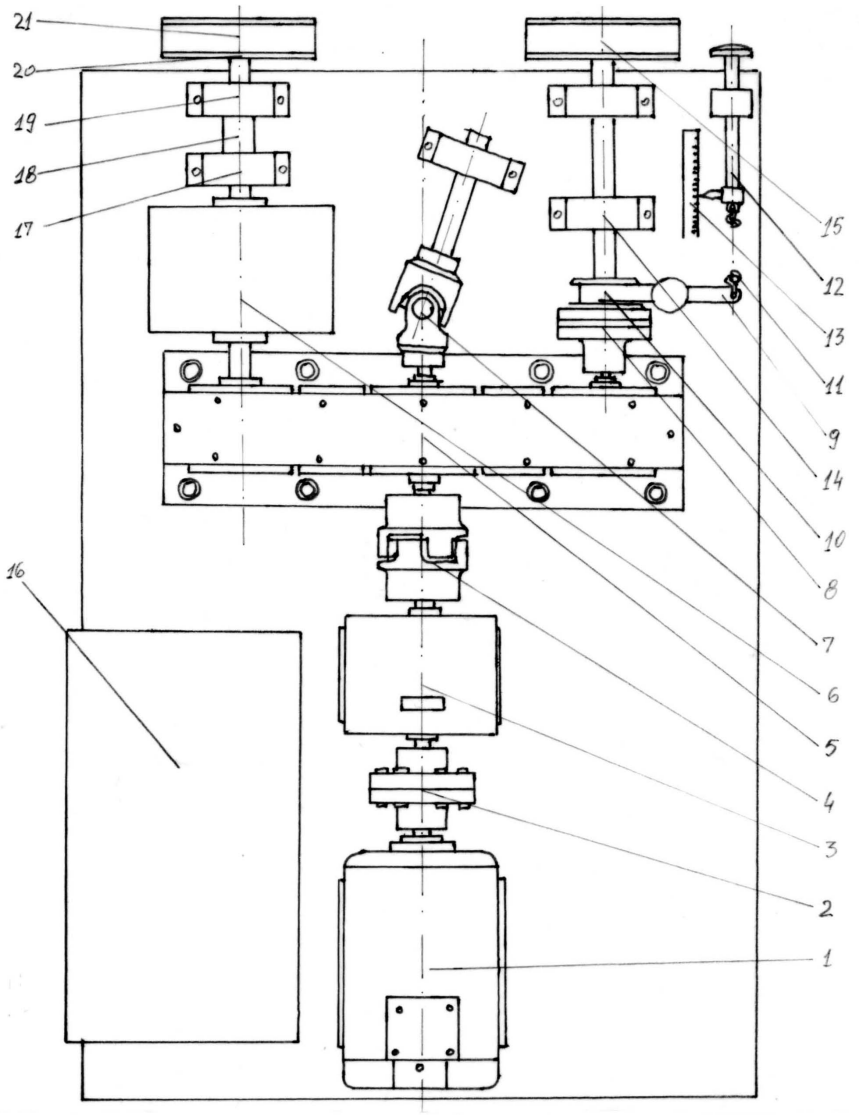


Fig. 11

Tensiunea de alimentarea a cuplajului este reglabilă, sursa permițând măsurarea tensiunii şi a intensității curentului electric de alimentare a cuplajului. Arborele condus 18 este fixat pe suporții 17 şi 19, prevăzut la capăt cu o roată 20, peste care este plasată o curea lată ce constituie o frână cu bandă. Prin intermediul frânei cu bandă se realizează momentul rezistent ce acționează asupra arborelui. Schema unei frâne cu bandă este prezentată în figura 12.

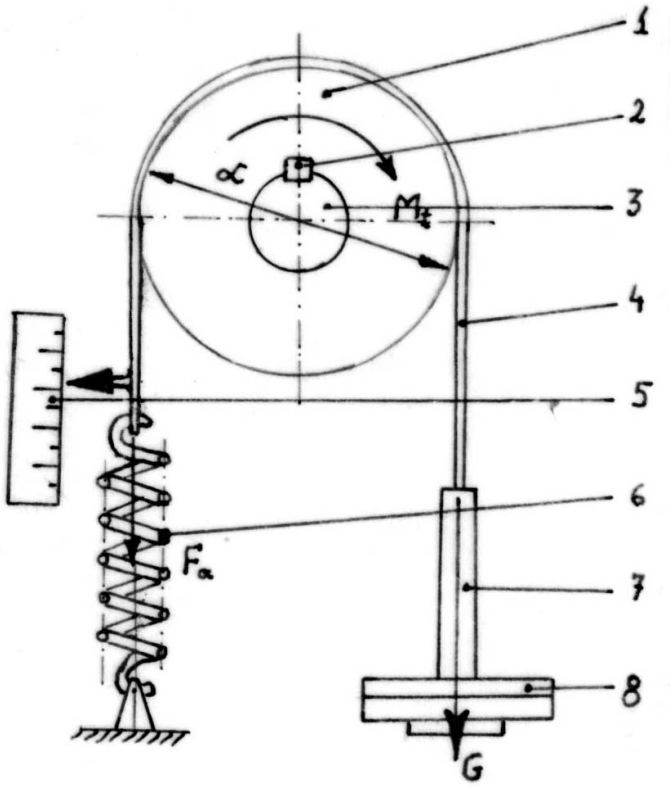


Fig. 12

Funcționarea frânei cu bandă este următoarea: pe arborele 3 este montată roata de curea 1 prin intermediul penei 2. Pe roata 1 se plasează cureaua 4 de capetele căreia sunt fixate: arcul elicoidal 6 şi tija 7 pe care pot fi plasate greutățile 8. Forța de tracțiune din arcul elicoidal F_a poate fi determinată prin intermediul riglei 5. În cazul în care sensul de rotație al

roții 1 este cel indicat pe schemă, forța utilă F_u, care generează momentul rezistent, se determină cu relația:

$$F_u = F_a - G \quad (1)$$

Momentul de torsiune rezistent este:

$$M_t = F_u \cdot \frac{d}{2} \quad (2)$$

Puterea consumată de frâna cu bandă va fi:

$$P = M_t \cdot \omega \quad (3)$$

Prin intermediul frânei cu bandă pot fi determinate performanțele ambreiajului comandat electromagnetic funcție de tensiunea de alimentare a cuplajului.

De al doilea arbore de ieşire din reductorul 5 - figura 11, este legat cuplajul cardanic 7. Arborele condus fixat de cuplajul cardanic este înclinat cu unghiul α față de axa arborelui conducător. Prin intermediul unui stroboscop se poate vizualiza având viteza unghiulară constantă a arborelui conducător, arborele condus are o viteză unghiulară variabilă între două limite:

$$\omega_{2min} = \omega_1 \cdot \cos\alpha$$

şi

$$\omega_{2max} = \frac{\omega_1}{\cos\alpha} \quad (4)$$

Pe al treilea arbore de ieşire din reductorul 5 - figura 11, este plasat cuplajul comandat mecanic 8. Forța axială necesară cuplării este generată de arcul elicoidal 11 şi transmisă dispozitivului sub formă de furcă 9 care pătrunde în degajarea circulară practicată pe semicuplajul 10. Tensionarea arcului 11 se realizează prin intermediul rozetei 12, a şurubului de acționare, iar mărimea forței axiale F_a a arcului se determină prin intermediul riglei 13. Arborele condus al cuplajului comandat mecanic este fixat pe doi suporți 14 şi are plasată pe capăt o frână cu bandă 15 a cărei principiu de funcționare este prezentat în figura 12. Deoarece dispozitivul 9 de acționare mecanică a cuplajului este practic o pârghie cu brațele egale; forța F_a generată de arcul 11 este egală cu forța axială de acționare a cuplajului. Între momentul de torsiune transmis M_t şi forța axială aplicată există relația:

$$M_t = \frac{\mu \cdot F_a}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \qquad (5)$$

unde:

- μ - coeficient de frecare pentru suprafețele frontale ale semicuplajelor;
- D şi d – sunt diametrul exterior, respectiv cel interior a suprafețelor de frecare.

6. Modul de lucru şi prelucrarea datelor experimentale

- Se identifică toate elementele componente ale cuplajelor plasate pe panoplie.
- Înaintea începerii determinărilor pe stand se verifică dacă cele două frâne cu bandă nu au greutăți plasate pe tijă.
-

6.1. Cuplajul comandat electromagnetic

1. Se conectează cuplajul comandat electromagnetic la sursa de tensiune.
2. Se conectează sursa de tensiune la rețea şi se reglează tensiunea de ieşire la valoarea minimă.
3. Se plasează pe tija 7 a frânei cu bandă corespunzătoare acestui cuplaj o greutate de 8 a cărei valoare se trece în tabelul 1.
4. Se porneşte electromotorul de acționare a standului.
5. Se măreşte progresiv valoarea tensiunii de alimentare a cuplajului comandat electromagnetic până când arborele condus începe să se rotească.

Se notează în tabelul 1 valoarea acestei tensiuni (U_p) şi a deformației arcului frânei cu bandă (f_p).

6. Se micşorează valoarea tensiunii de alimentare până când arborele condus al cuplajului se opreşte. Se notează în tabelul 1 valoarea acesti tensiuni (U_o) şi a deformației arcului frânei cu bandă (f_o).
7. Se opreşte electromotorul de acționare a standului după care se plasează pe tija 7 o greutate suplimentară; valoarea totală a greutăților se trece în tabelul 1 şi experiențele se reiau de la punctul 4. Experiențele se repetă de 5 ori.

Prin intermediul diagramei de etalonare a arcului frânei cu bandă prezentată în figura 13 se determină forțele din arc F_a corespunzătoare deformațiilor f_p şi f_o respectiv F_{ap} şi F_{ao} care se trec în tabelul 1.

Se calculează forţa utilă F_{up} şi F_{uo} cu relaţia 1, după care se determină momentul de torsiune M_{tp} şi M_{to} - relaţia 2, măsurându-se diametrul roţii frânei cu bandă.

Se trasează diagramele de variaţie M_{tp} şi M_{to} funcţie de tensiunile de alimentare a cuplajului U_p şi U_o .

6.2. Cuplajul cardanic

Prin intermediul stroboscopului se va determina frecvenţa de rotaţie a arborelui conducător a cuplajului cardanic, calculându-se ulterior viteza unghiulară de rotaţie $\omega = 2\cdot\pi\cdot\nu$ şi turaţia $n=60\ \nu$.

Se va evidenţia prin intermediul stroboscopului, neuniformitatea vitezei unghiulare de rotaţie a arborelui condus a cuplajului.

6.3. Cuplajul comandat mecanic

1.Se plasează pe tija 7 a frânei cu bandă corespunzătoare acestui cuplaj o greutate a cărei valoare inscripţionată se trece în tabelul 2.

2. Se porneşte electromotorul de acţionare a standului.

3. Se tensionează arcul 11 de acţionare a cuplajului comandat mecanic până când arborele frânei cu bandă 15 începe să se rotească.

4. Se citeşte indicaţia de pe rigla 13 care se trece în tabelul 2 corespunzător lui f_{Rp} .

5. Se citeşte indicaţia arcului frânei cu bandă care se trece în tabelul 2 corespunzător lui f_{ap} .

6. Se detensionează lent până când arborele frânei se opreşte.

7. Se citesc indicaţiile riglei 13 şi ale arcului frânei cu bandă care se trec în tabelul 2 corespunzător lui f_{Ro} şi respectiv f_{ao} .

8. Se opreşte standul şi se plasează pe tija 8 o greutate suplimentară. Valoarea totală a greutăţilor de pe tija 7 se trece în tabelul 2 corespunzătoare celei de-a doua experienţe, iar experimentul se reia de la punctul 2.

9. Se vor face un număr de 3…5 determinări.

6.4. Prelucrarea datelor experimentale

6.4.1. Cuplajul comandat electromagnetic

Forţele din arcul frânei cu bandă F_{ap} şi F_{ao} se determină funcţie de deformaţiile f_p şi f_o din diagrama de etalonare a acestor arcuri – figura 13.

Se calculează M_{tp} şi M_{to} cu relaţia:

$$M_{tp,o} = \left(F_{ap,o} - G\right)\cdot\frac{D}{2}$$

unde D este diametrul roții frânei cu bandă măsurat cu un şubler.

Se trasează diagramele $M_{tp}=f(U_p)$ şi $M_{to}=f(U_o)$.

Tabelul 1

Nr. Exp.	G N	U_p V	f_p	U_o V	f_o	F_{ap} NT	F_{ao} N	M_{tp} N·m	M_{to} N·m
1									
2									
3									
4									
5									

6.4.2. Cuplajul comandat mecanic

Forțele din arcul frânei cu bandă F_{ap} şi F_{ao} se determină funcție de deformațiile f_p şi f_o din diagrama de etalonare a acestor arcuri – figura 13.

Se calculează M_{tp} şi M_{to} cu relația:

$$M_{tp,o} = \left(F_{ap,o} - G\right) \cdot \frac{D}{2}$$

unde D este diametrul roții frânei cu bandă măsurat cu un şubler.

Se trasează diagramele $M_{tp}=f(F_{Rp})$ şi $M_{to}=f(U_{Ro})$.

Tabelul 2

Nr. exp.	G N	f_{ap}	F_{ap} N	f_{ao}	F_{ao} N	f_{Rp}	F_{Rp} N	f_{Ro}	F_{Ro} N	M_{tp} N·m	M_{to} N·m
1											
2											
3											
4											
5											

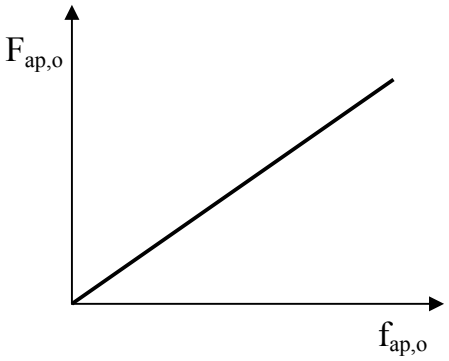


Fig. 13

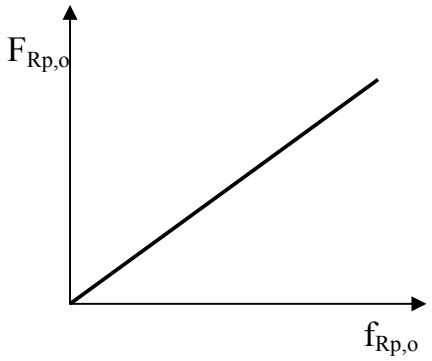


Fig.14

ASAMBLĂRI PRESATE
(ASAMBLĂRI PRIN PRESARE)

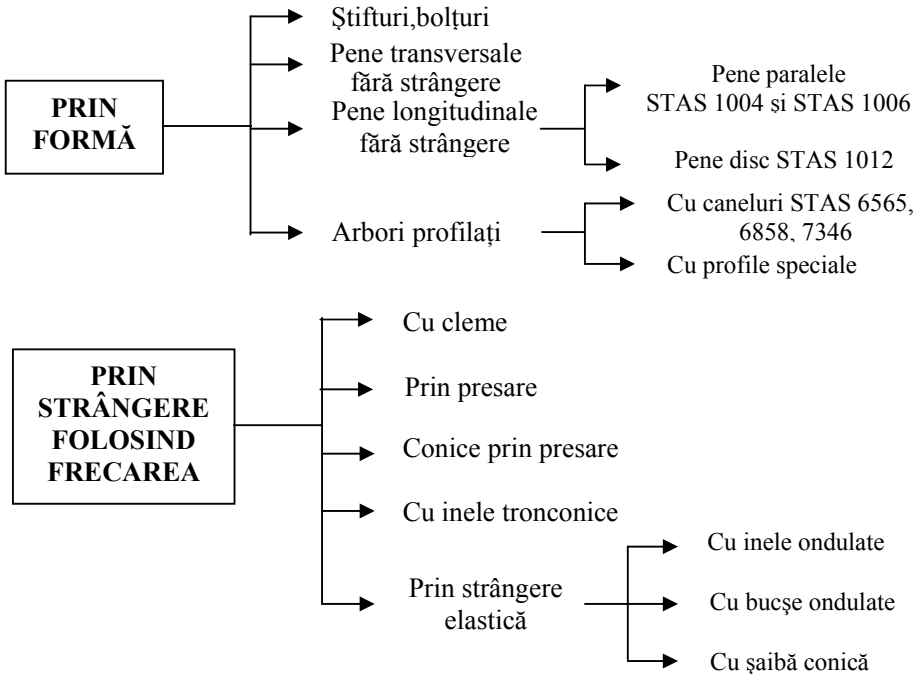
1. Fundamente teoretice

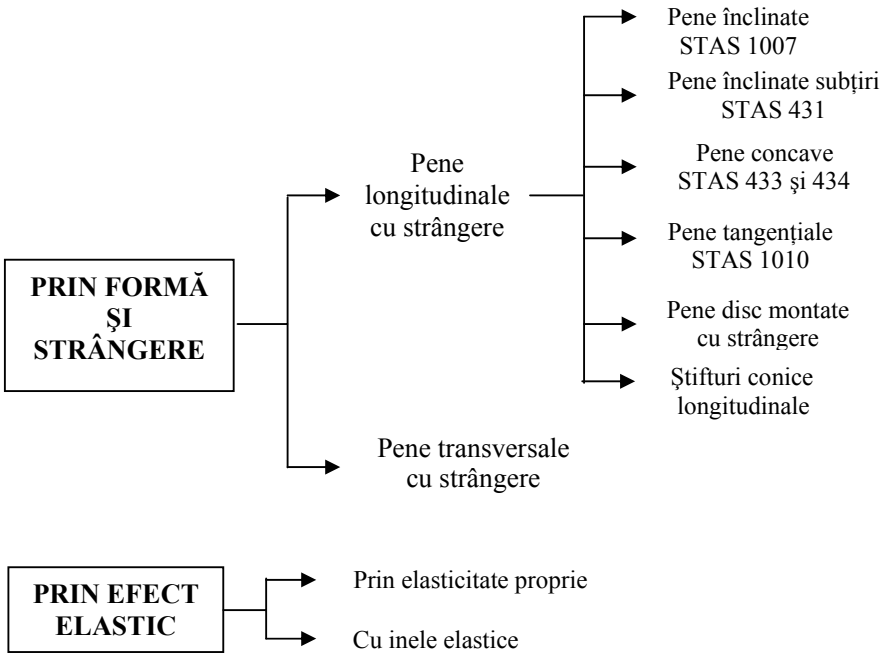
Asamblările presate fac parte din categoria asamblărilor între butuci şi arbori, care este o categorie a asamblărilor demontabile ce se execută între o piesă cuprinzătoare (butuc) şi o piesă cuprinsă (arbore).

Asamblările între butuci şi arbori sunt folosite pentru fixarea roţilor şi a altor piese pe arbori în scopul transmiterii momentelor de răsucire, a forţelor axiale sau concomitent a ambelor tipuri de sarcini, asigurarea împotriva deplasărilor relative unghiulare sau axiale şi crearea de elemente de siguranţă la suprasarcini sau desfacere în timpul funcţionării.

Clasificarea asamblărilor între butuci şi arbori este prezentată în tabelul 1.

Tabelul 1




PRIN FORMĂ ŞI STRÂNGERE
Pene longitudinale cu strângere
Pene înclinate STAS 1007
Pene înclinate subțiri STAS 431
Pene concave STAS 433 şi 434
Pene tangențiale STAS 1010
Pene disc montate cu strângere
Ştifturi conice longitudinale
Pene transversale cu strângere
PRIN EFECT ELASTIC
Prin elasticitate proprie
Cu inele elastice

Această clasificare are la bază următoarele criterii:

- existența şi tipul elementului intermediar din îmbinare;
- modul de transmitere a sarcinii.

Conform clasificării prezentate în tabelul 1, asamblările prin presare fac parte din categoria asamblărilor arbore-butuc prin strângere folosind frecarea. Forța normală (radială) necesară pentru transmiterea momentului de torsiune sau a forței axiale, fără patinare, se obține prin asigurarea unui ajustaj cu strângere între arbore şi butuc, de obicei în sistemul alezaj unitar.

Înainte de realizarea asamblării, arborele are diametrul mai mare decât diametrul afectiv al găurii din butuc (d > D).

După asamblare se observă că are loc o lărgire a alezajului cu Δb şi o micşorare a diametrului arborelui cu Δa, obținându-se în final un diametru comun d, diametrul nominal al asamblării – figura 1.

Strângerea aparent realizată este:

$$S_{ap} = d_q - D_b = \Delta a + \Delta b$$

Ca urmare a deformațiilor, pe suprafața de contact ia naştere o presiune superficială p.

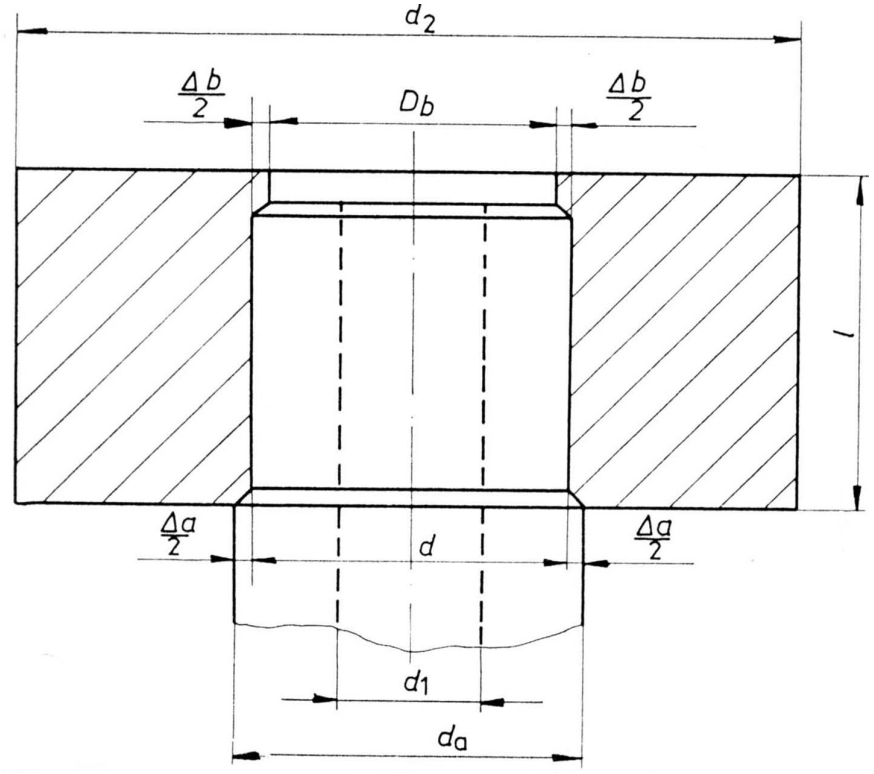


Fig. 1

Asamblările prin presare prezintă următoarele avantaje:

- Posibilitatea transmiterii unor momente de torsiune mari, alternante şi chiar sub formă de şocuri şi a unor forțe axiale mari;
- Asigurarea unei centrări precise;
- Economie de greutate şi de spațiu;
- Cost redus, etc.

Ca dezavantaje se pot enumera următoarele:

- Tehnologie deosebită la montare-demontare;
- Posibilitatea deteriorării suprafețelor de contact la demontare şi de aici limitarea numărului de demontări succesive;
- Necesitatea selecționării pieselor pentru reducerea domeniului de variație a strângerii la acelaşi diametru nominal şi la acelaşi ajustaj.

Avantajele şi dezavantajele enunțate mai sus, determină domeniul de aplicabilitate a asamblărilor prin presare, care este foarte larg:

- Solidarizarea a două organe de maşini diferite; de ex: asamblarea roţilor pe arbori, a rulmenţilor pe arbori, a bucşelor de lagăre cu fricţiune în carcasă, etc.;
- Constituirea din părţi componente a aceluiaşi organ de maşină (bandajul pe discul roţii de vagon, coroana dinţată pe corpul roţii, construirea unui arbore cotit din fusuri şi manivele executate separat etc.);

2. Elemente de calcul

Pentru proiectarea şi utilizarea în bune condiţii a unei asamblări presate, trebuie rezolvate următoarele probleme:

a. Determinarea capacităţii portante a asamblării presate
b. Alegerea ajustajului cu strângere necesar
c. Verificarea din condiţii de rezistenţă a asamblării
d. Montarea şi demontarea asamblării presate.

2.1 Determinarea capacităţii portante a asamblării presate

Prin capacitatea portantă a unei asamblări presate se defineşte forţa axială sau momentul de torsiune maxim capabil a fi preluat de respectiva asamblare.

Forţele ce se opun desfacerii unei asamblări presate sunt forţele de frecare pe suprafaţa de contact. Calculul se bazează pe ipoteza menţinerii în domeniul elastic de solicitare a suprafeţelor în contact.

Pe suprafaţa cilindrică de contact cu diametrul d şi lungimea l, prin acţiunea presiunii uniform distribuite p, ia naştere forţa totală de frecare – figura 2.

$$p = \frac{F_N}{S} = \frac{F_N}{\pi \cdot d \cdot l} \Rightarrow F_N = \pi \cdot d \cdot l \cdot p$$

$$F_f = \mu F_N = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p$$

Pentru ca o astfel de asamblare să fie capabilă să preia un moment de torsiune M_t trebuie să fie îndeplinită condiţia:

$$\left.\begin{array}{l} M_t \le M_f \\ M_f = F_f \cdot \frac{d}{2} = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot \frac{d}{2} = \mu \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{2} \cdot l \cdot p \end{array}\right\} \Rightarrow M_t \le \mu \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{2} \cdot l \cdot p$$

sau:

$$M_t = \mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p / 2c$$

în care c este un coeficient de siguranță.

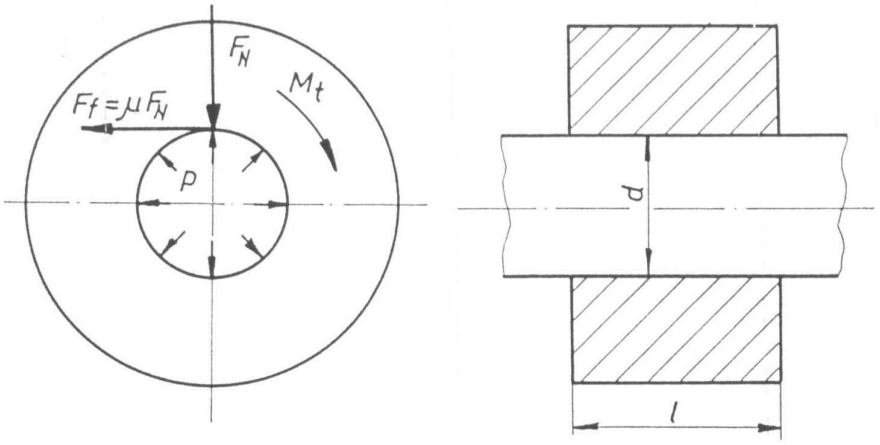


Fig. 2

Calculând similar şi în cazul forței axiale F_A se obțin relațiile pentru determinarea capacității portante şi a presiunii minime necesare la asamblări prin presare – tabelul 2.

2.2 Alegerea ajustajului cu strângere necesar

Determinarea ajustajului necesar se face pe baza valorii strângerii minime necesare care asigură capacitatea portantă.

Cazul general este reprezentat de o asamblare de tipul arbore tubular – butuc gros.

Din Rezistența materialelor, capitolul referitor la tuburi cu pereți groşi, se reține ecuația lui Lame:

$$p = \frac{S \cdot 10^{-6}}{d\left[\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B}\right]}$$

în care p este presiunea [N/m^2] = [Pa]

d – diametrul nominal al asamblării [m]

s – strângerea [μm]

Tabelul 2

Felul solicitării asamblării	Condiția de prelucrare prin frecare. Condiția de calcul a capacității portante	Presiunea minimă necesară
Forța axială F_A - fig.3.a	$F_f = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p > F_A$	$p_{\min} = \dfrac{F_A \cdot c}{\pi \cdot \mu \cdot d \cdot l}$
Momentul de torsiune M_t - fig.3.b	$M_f = \dfrac{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p}{2} > M_t$	$p_{\min} = \dfrac{2 \cdot M_t \cdot c}{\pi \cdot \mu \cdot d^2 \cdot l}$
Simultan, forța axială F_A și Momentul de torsiune M_t - fig.3.c	$\sqrt{F_A^2 + (2M_t/d)^2} < \mu \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p$	$p_{\min} = \dfrac{c \cdot \sqrt{F_A^2 + (2M_t/d)^2}}{\pi \cdot \mu \cdot d \cdot l}$

E_A, E_B - modulul de elasticitate longitudinal, modulul lui Young [N/m^2] = [Pa]

$$E = 2{,}1 \cdot 10^5 \text{ [MPa]}$$

$$K_A = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \upsilon_A$$

$$K_B = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \upsilon_B$$

unde d_1 - diametrul interior al arborelui tubular [m]

d_2 - diametrul exterior al bucşei [m]

υ_a, υ_b - constanta lui Poisson pentru arbore, respectiv bucşă.

$\upsilon = 10/3$ pentru oţel
$\upsilon = 4$ pentru fontă cenuşie

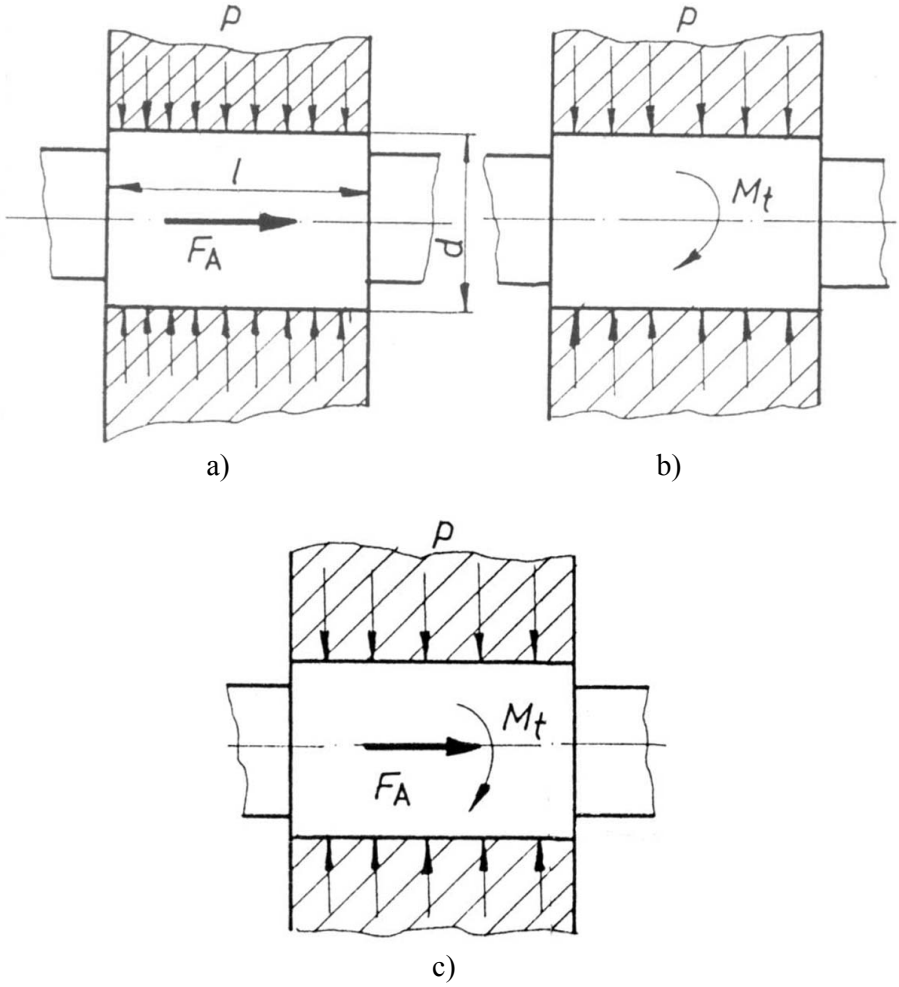


Fig.3

În cazul în care arborele este plin ($d_1 = 0$) şi materialul arborelui şi butucului sunt aceleaşi, modulul de elasticitate $E_A = E_B = E$; $\upsilon_a = \upsilon_b = \upsilon$, relaţia simplificată devine:

$$p = \frac{s \cdot 10^{-6}}{d \cdot \frac{2d_2^2}{E\left[d_2^2 - d^2\right]}} \text{ sau notând cu } \beta_1 = d/d_2 \text{ ,}$$

avem

$$s \cdot 10^{-6} = \frac{p \cdot d}{E} \cdot \frac{2}{1-\beta_1^2}$$

Pentru alegerea ajustajului necesar pentru a transmite o anumită capacitate portantă se consideră cunoscute următoarele elemente:

- dimensiunile geometrice generale ale asamblării d, 1, d_2, d_1 cu semnificațiile corespunzătoare - figura 1;
- momentul M_t şi forța F_A care trebuie transmis;
- materialele din care sunt executate arborele şi bucşa (butucul).

Presiunea superficială minimă necesară $p_{\min}$ rezultă din condiția de transmitere fără patinare a momentului de torsiune sau a forței axiale, după caz, sau a amândorura împreună (vezi tabelul 2).

$$p_{\min} = \frac{F_a \cdot c}{\pi \cdot \mu \cdot d \cdot 1}$$

$$p_{\min} = \frac{2M_t \cdot c}{\pi \cdot \mu \cdot d^2 \cdot 1}$$

În ecuația lui Lame, se exprimă $s_{\min}$ funcție de $p_{\min}$:

$$s_{\min} = p_{\min} \cdot d\left[\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B}\right] \cdot 10^{-6} \quad [\mu m]$$

S-a obținut relația strângerii minime necesare teoretice.

Strângerea minimă efectivă este mai mare deoarece în procesul de presare a celor două piese (arbore-bucşă) se produce o aplatizare a rugozităților cu aproximativ 60% pentru fiecare suprafață în contact. Astfel:

$$s_{\min_{ef}} = s_{\min} + 1.2\left(R_{\max_A} + R_{\max_B}\right) \quad [\mu m]$$

în care $R_{\max_A}, R_{\max_B}$ reprezintă înălțimea asperităților de suprafață pentru arbore, respectiv bucşă.

În tabelul 3 sunt reprezentate valori pentru $R_{\max}$ funcție de felul prelucrării.

Se va alege acel ajustaj care îndeplineşte condiția:

$$s_{\min_{aj}} \geq s_{\min_{ef}}$$

Pentru aceasta se alege tipul de ajustaj recomandat pentru destinația urmărită, conform recomandărilor pentru alegerea ajustajelor - tabelul 4.

Pentru ajustajul indicat se calculează $s_{\min}$ corespunzător dimensiunii nominale $d[mm]$ (vezi tabelul 5).

$$\left.\begin{array}{l} s_{\min_{aj}} = d_{\min} - D_{\max} = (d + a_i) - (D + A_s) \\ d = D \end{array}\right\} \Rightarrow s_{\min_{aj}} = a_i - A_s$$

Tabelul 3

Înălțimea asperităților de suprafață $R_{\max}$

Felul prelucrării	$R_{\max}$ μm	Felul prelucrării	$R_{\max}$ μm
Lustruire	0,10-0,40	Alezare fină	1,0-4,0
Lepuire fină	0,16-1,0	Alezare	4,0-10,0
Lepuire	0,60-0,4	Strunjire fină cu diamant	1,0-2,5
Honuire	0,10-1,0	Strunjire fină cu metal aur	2,5-10,0
Rectificare foarte fină	0,10-1,0	Netezire prin strunjire	10,0-40,0
Rectificare fină	1,0-4,0	Strunjire grosolană	40,0-100,0
Rectificare	4,0-10,0	Frezare fină	4,0-10,0
Răzuire 3-5 pct/ cm^2	2,5-10,0	Netezire prin frezare	10,0-40,0
Răzuire 1-3 pct/ cm^2	10,0-40,0	Netezire prin rabotare	10,0-40,0
Broşare	2,5-10,0	Rabotare grosolană	40,0-100,0

Sistemul alezaj este caracterizat prin un alezaj cu diametru constant, diferitele ajustaje obținându-se prin modificarea dimensiunilor arborelui. În sistemul ISO, alezajul unitar are abaterea inferioară nulă şi este considerat sistem de ajustaje preferențial.

În figura 4 este prezentat grafic un ajustaj cu strângere în sistem alezaj unitar.

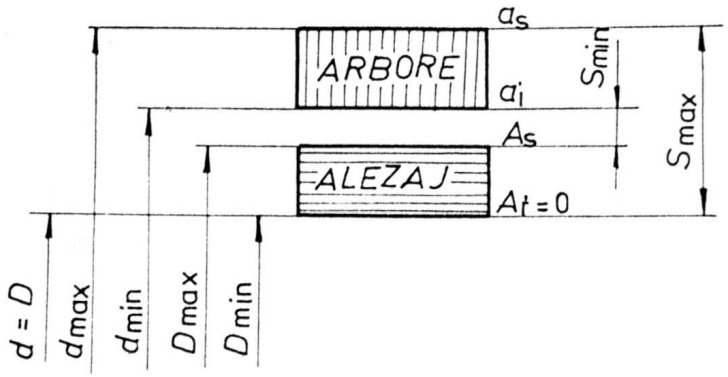


Fig. 4

2.3. Verificarea din condiții de rezistență a asamblării presate

Considerând asamblarea ca fiind realizată între două tuburi cu pereți groşi, datorită strângerii, atât în arbore, cât şi în butuc apare o stare spațială de tensiuni ($\sigma_t, \sigma_r, \sigma_z$).

Pentru simplificare, se presupune că lungimea butucului este infinită neglijându-se efectele de capăt şi tensiunea axială σ_z este zero. Se obține astfel o stare plană de tensiuni cu existența în fiecare punct a unei tensiuni normale pe direcție radială σ_r şi a unei tensiuni normale pe direcție tangențială σ_t. Repartiția tensiunilor σ_t şi σ_r este cunoscută din teoria elasticității şi este dată de relațiile lui Lame (fig.5).

Un ajustaj poate realiza strângeri în domeniul ($S_{\min}, S_{\max}$). Verificarea din condiții de existență a asamblării presate se va face pentru cazul nefavorabil $S = S_{\max aj} = a_s - A_i = a_s$ (vezi fig.4) ajustaj în sistemul alezaj unitar. Dar $S_{\max real} = S_{\max aj} - 1{,}2(R_{\max A} + R_{\max B})$ cu semnificațiile de la 2.2.

Revenind în ecuația lui Lame, avem:

$$p_{\max} = \frac{S_{\max\, real} \cdot 10^{-6}}{d\left(\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B}\right)}$$

Cu valoarea lui $p_{\max}$ determinată mai sus, se poate calcula σ_t şi σ_r în punctele în care interesează.

Tabelul 4

Recomandări pentru alegerea ajustajelor

Ajustajul	Caracterul ajustajului	Domenii de aplicare şi exemple
H6/k5 H7/k6 H8/k7 H6/m5 H7/m6 H8/m7	Ajustaje intermedi-are cu strângere probabilă mică (câmpu-rile k) sau strângere probabilă mai mare (câmpurile m)	Asamblări precise şi foarte precise. Asigura-rea lipsei de vibraţii. Forţă de montare redusă în cazul strângerii probabile, dar apreciabilă în cazul strângerii maxime (ştifturi şi şuru-buri de centrare, semicuplaje pe capete de arbori, came pe ax, rulmenţi pe arbori în cazul sarcinilor normale şi mari).
H6/p5 H7/p6	Ajustaje cu strângeri mici	Fixarea pieselor la solicitări reduse sau în cazul suplimentar de fixare. Montarea şi demontarea fără pericol de deteriorare. Sunt ajustaje tipice cu strângere la piese din oţel şi fontă sau oţel şi alamă.
H7/r6	Ajustaje cu strângeri mijlocii	Fixarea bucşelor în lagăre, rulmenţi pe arbori supuşi la solicitări mari şi şocuri.
H7/s6	Ajustaj cu strângeri mari	Asamblări permanente sau nepermanente. La dimensiuni mari, asamblarea se face prin încălzirea alezajului sau răcirea arborelui (cămaşa cilindrului motoarelor, inelelor, inele de contact pe maşinile electrice). Ajustaje cu strângeri mici pentru piese din aliaje neferoase.
H7/t6	Ajustaj cu strângeri foarte mari	Asamblări permanente ce asigură fixarea fără măsuri suplimentare (semicuplaje frezate pe arbore etc.).

În tabelul 5 sunt prezentate câteva tipuri de ajustaje în sistem alezaj unitar după intervale de dimensiuni nominale.

Tabelul 5

ALEZAJ UNITAR																						
DIMENSIUNI NOMINALE	Abaterea alezajului	ARBORI								Abaterea alezajului	ARBORI											
		Semi liber	Alunecător	Frecare	Aderent	Forţat	Blocat	Presat special	Presat special		Larg	Liber	Semi liber	Alunecător	Frecare	Aderent	Forţat	Blocat	Presat uşor	Presat uşor	Presat	Presat la cald
	H6	g5	h5	j5	k5	m5	n5	r5	s5	H7	e8	f7	g6	h6	j6	K6	m6	n6	p6	r6	s6	u6
	jE1	jd1	je1	ta1	tb1	tc1	td1	su1	sv1	jE2	jb2	jc2	jd2	je2	ta2	tb2	tc2	td2	sa2	sa2 sb2	sb2	sc2
- 3	+6	-2 -6	-4	+2 -2	+4	+6 +2	+8 +4	+14 +10	+18 +14	+10	-14 -28	-6 -16	-2 -8	-6	+4 -2	+6	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	+24 +18
3 – 6	+8	-4 -9	-5	+3 -2	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+20 +15	+24 +19	+12	-20 -38	-10 -22	-4 -12	-8	+6 -2	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	+31 +23
6 – 10	+9	-5 -11	-6	+4 -2	+7 +1	+12 +6	+16 +10	+25 +19	+29 +23	+15	-25 -47	-13 -28	-5 -14	-9	+7 -2	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	+37 -28
10 – 18	+11	-6 -14	-8	+5 -3	+9 +1	+15 +7	+20 +12	+31 +23	+36 +28	+18	-32 -59	-16 -34	-6 -17	-11	+8 -3	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	+44 +33
18 – 30	+13	-7 -16	-9	+5 -4	+11 +2	+17 +8	+24 +15	+37 +28	+44 +35	+21	-40 -73	-20 -41	-7 -20	-13	+9 -4	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	+54 +41 +61 -48
30 – 40	+16	-9 -20	-11	+6 -5	+13 +2	+20 +9	+26 +17	+45 +34	+54 +43	+25	-50 -89	-25 -50	-9 -25	-16	+11 -5	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+76 +60
40 – 50																						+86 +70
50 – 65	+19	-10 -23	-13	+6 -7	+15 +2	+24 +11	+33 +20	+54 +41	+66 +53	+30	-60 -106	-30 -60	-10 -29	-19	+12 -7	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+106 -87
65 – 80								+56 +43	+72 +59											+62 +43	+78 +59	+121 +102
80 – 100	+22	-12 -27	-15	+6 -9	+18 +3	+28 +13	+38 +23	+66 +51	+86 +71	+35	-72 -126	-36 -71	-12 -34	-22	+13 -9	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+146 +124
100 – 120								+69 +54	+94 +79											+76 +54	+101 +79	+166 +144
120 – 140	+25	-14 -32	-18	+7 -11	+21 +3	+33 +15	+45 +27	+81 +63	+110 +92	+40	-85 -148	-43 -83	-14 -39	-25	+14 -11	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+117 +92	+195 +170
140 – 160								+83 +65	+118 +100											+90 +65	+125 +100	+215 +190
160 – 180								+86 +68	+126 +108											+93 +68	+133 +108	+235 +210
180 – 200	+29	-15 -35	-20	+7 -13	+24 +4	+37 +17	+51 +31	+97 +77	+142 +122	+46	-100 -172	-50 -96	-15 -44	-29	+16 -13	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+106 +77	+151 +122	+265 +236
200 – 225								+100 +80	+150 +130											+109 +80	+159 +130	+287 +258
225 – 250								+104 +84	+160 +140											+113 +84	+169 +140	+313 +284
250 – 280	+32	-17 -40	-23	+7 -16	+27 +4	+43 +20	+57 +34	+117 +94	+181 +158	+52	-110 -191	-56 -108	-17 -49	-32	+16 -16	+36 +4	+52 +20	+66 +34	+88 +56	+126 +94	+190 +158	+347 +315
280 – 315								+121 +98	+193 +170											+130 +98	+202 +170	+382 +350
315 – 355	+36	-18 -43	-25	+7 -18	+29 +4	+46 +21	+62 +37	+133 +108	+215 +190	+57	-125 -214	-62 -119	-18 -54	-36	+18 -18	+40 +4	+57 +21	+73 +37	+98 +62	+144 +108	+226 +190	+426 +390
355 – 400								+139 +114	+233 +208											+150 +114	+244 +208	+471 +435
400 – 450	+40	-20 -47	-27	+7 -20	+32 +5	+50 +23	+67 +40	+153 +126	+259 +232	+63	-135 -232	-68 -131	-20 -60	-40	+20 -20	+45 +5	+63 +23	+80 +40	+108 +68	+166 +126	+272 +232	+530 +490
450 – 500								+159 +132	+279 +252											+172 +132	+292 +252	+580 +540

Situația defavorabilă (suprafață unde se produce prima distrugere în asamblare) este localizată pe suprafața interioară a butucului unde σ_t şi σ_r au valori maxime (vezi figura 5 şi tabelul 6).

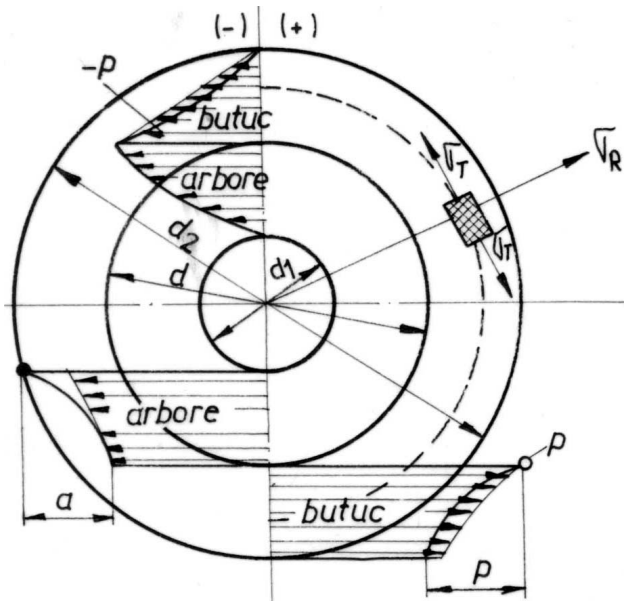


Fig. 5

Tabelul 6

Tensiunea tangențială σ_T		Tensiunea radială σ_R	
Butuc (B)	Arbore (A)	Butuc (B)	Arbore (A)
$\sigma_{TdB} = p\dfrac{1+\beta_1^2}{1-\beta_1^2}$	$\sigma_{Td_1} = -p\dfrac{2}{1-\beta_2^2}$	$\sigma_{RdB} = -p$	$\sigma_{Rd_1} = 0$
$\sigma_{Td_2} = p\dfrac{2\beta_1^2}{1-\beta_1^2}$	$\sigma_{TdA} = -p\dfrac{1+\beta_1^2}{1-\beta_1^2}$	$\sigma_{Rd_2} = 0$	$\sigma_{RdA} = -p$
$\sigma_{TdB} = (\sigma_{T\max})_B$	$\sigma_{Td_1}(\sigma_{T\max})_A$	$(\sigma_{R\max})_B = -p$	$(\sigma_{R\max})_A = -p$

Avem o stare plană de tensiuni cu două tensiuni normale după două direcții reciproc perpendiculare. Se calculează o tensiune echivalentă σ_{ech} - figura 6.

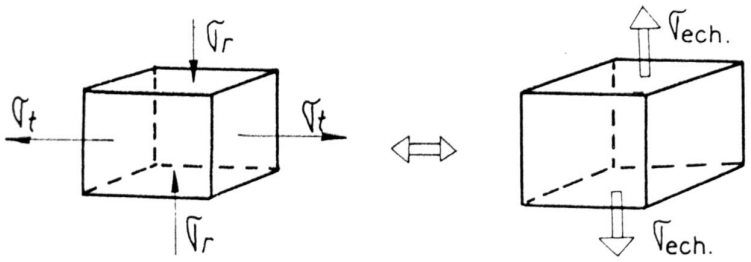


Fig. 6

Folosind ipoteza lucrului mecanic se obține pentru σ_{ech} o relație de forma:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)\right]}$$

Se identifică tensiunile după cum urmează:

$$\sigma_t = \sigma_y = \sigma_{t\max} = \sigma_{tdb} = p \cdot \frac{1+\beta_1^2}{1-\beta_1^2} = p_{\max}\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}$$

$$\beta_1 = \frac{dB}{d_2} \qquad \beta_2 = \frac{d_1}{dA}$$

dB=d

dA=d

$$\sigma_{TdB} = (\sigma_{T\max})_B = p\frac{1+\frac{d^2}{d_2^2}}{1-\frac{d^2}{d_2^2}} = p\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}$$

$$\sigma_{Td_1} = (\sigma_{T\max})_A = -p\frac{2}{1-\frac{d_1^2}{d^2}} = -p\frac{2d^2}{d^2 - d_1^2}$$

$$\sigma_r = \sigma_z = \sigma_{z\max} = \sigma_{r_{db}} = -p_{\max}$$

$$\sigma_{x=0}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$$

se obține :

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\frac{1}{2}\left[\sigma_t^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + \sigma_r^2\right]} = \sqrt{\sigma_t^2 - \sigma_t\sigma_r + \sigma_r^2}$$

cum $\sigma_t = p_{\max}\dfrac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}$ tensiunea maximă la nivel d pentru butuc,

şi $\sigma_r = -p_{\max}$ tensiunea maximă pe direcția radială la nivel d pentru butuc

sunt de semne contrare, pentru σ_{ech}, ca modul, obținem:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_t\sigma_r + \sigma_r^2}$$

$$c = \frac{R_m(R_{p0.2})}{\sigma_{ech}}$$

în care:

c = coeficientul de siguranță

$R_M =$ limita de rupere, folosită în cazul materialelor fragile (ex. fonta)

$R_{p0.2} =$ limita de curgere, folosită în cazul materialelor tenace (ex. oțelul)

$c \cong 1.7 - 1.8$ la asamblările presate, solicitarea este statică

$c \prec 1.8$ se distruge asamblarea, apar fisuri în butuc sau aceasta se deformează.

Folosind ipoteza energiei de deformații şi înlocuind datele în tabelul 6 rezultă tensiunile echivalente pentru diametrul interior al butucului d_b şi pentru diametrul interior al arborelui tubular d_1:

- butuc, $\sigma_{echiv} = p_{\max}\dfrac{\sqrt{3 + \beta_1^4}}{1 - \beta_1^2} \le \sigma_{as}$
- arbore, $\sigma_{echiv} = p_{\max}\dfrac{2}{1 - \beta_2^2} \le \sigma_{as}$

în care

$$\beta_1 = \frac{d_b}{d_2} = \frac{d}{d_2} \quad ; \quad \beta_2 = \frac{d_1}{d_a} = \frac{d_1}{d}$$

d – diametru nominal al asamblării

- pentru materiale tenace $\sigma_{as} = \frac{R_{p0.2}}{c}$, unde coeficientul de siguranță c = 1,1 … 1,3.
- pentru materiale fragile $\sigma_{as} = \frac{R_m}{c}$, unde coeficientul de siguranță c = 2 … 3.

În cazul în care verificarea din condiții de rezistență nu este îndeplinită, se pot lua următoarele măsuri:

- modificarea strângerii prin schimbarea ajustajului;
- modificarea treptelor de precizie în vederea micşorării $s_{\max aj}$ şi păstrării $s_{\min}$; se păstrează tipul de ajustaj dar este o măsură neeconomică;
- realizarea unui montaj selectiv prin măsurarea fiecărei piese şi împărţirea pieselor după grupe de dimensiuni; duce la creşterea manoperei crescând prețul;
- acceptarea unui risc care poate fi chiar calculat datorită faptului că distribuția dimensiunilor efective în câmpul de toleranță urmăreşte o curbă cu o densitate de reparație normală (Gauss) probabilitatea de a obține o asamblare a piesei cu dimensiuni extreme este redusă.

Se poate ajunge la probabilitatea de 2-3 $\%_{00}$ de a asambla arbore cu dimensiune minimă :

- modificarea materialului pentru elementul mai slab din asamblare (creşterea limitei de curgere sau schimbarea tratamentului termic).
-

2.4 Montarea şi demontarea asamblării presate

Funcție de tehnologia de realizare a asamblării, se deosebesc:

- asamblări prin presare longitudinală, la care introducerea butucului pe arbore, sau invers, la temperatura camerei, se execută cu ajutorul unor prese hidraulice sau cu şurub; viteza de presare recomandată este de cca. 2mm/s;
- asamblări prin deplasarea radială a suprafețelor de contact, ca urmare a dilatației butucului încălzit în prealabil sau a contracției arborelui subrăcit în prealabil.

Încălzirea butucului se realizează până la $100^0 C$ pe placă încălzitoare, până la $370^0 C$ în baie de ulei, iar până la $700^0 C$ în cuptor. În ultimul timp se utilizează şi încălzirea prin inducție. În cazul încălzirii în cuptor,

la temperaturi mai mari de $300^0 C$ apare tunder superficial, care în cazul îmbinărilor demontabile nu este admis.

În cazul montării la cald se calculează temperatura de încălzire a butucului astfel încât creşterea diametrului de montaj să depăşească strângerea maximă şi să creeze şi un joc necesar montării uşoare (jocul de montaj).

$$\Delta d = \alpha \cdot d \cdot (t_i^0 - t_0^0) \succ s_{\max\, aj} + J$$

$$J = 500 \div 1000 \mu m$$

$$t_i^0 = t_0^0 + \frac{s_{\max\, aj} + J}{\alpha \cdot d}$$

$\alpha = (1.....1{,}2) \cdot 10^{-5} \left[k^{-1}\right]$ coeficientul de dilatare termică liniară a materialului arborelui sau butucului $[1/^0 C]$.

Temperatura de încălzire trebuie să fie inferioară temperaturii de revenire a butucului (tratament de îmbunătățire = călire + revenire înaltă).

Pentru subrăcirea arborilor se utilizează zăpadă carbonică (max -$72^0 C$) sau aer lichid (max -$190^0 C$).

Introducerea sau scoaterea butucilor mari (ca de exemplu elice de nave) se realizează uzual prin utilizarea presiunii hidraulice a uleiului introdus sub presiune (cca 20 MPa) între cele două piese de asamblat, eliminându-se diferența de dimensiune între arbore şi butuc prin deformații elastice.

În cazul montării la rece cu ajutorul preselor, trebuie să se determine forța de presare:

$$F_p \succ F_{f\max} = \mu_{\max} \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot d \cdot 1$$

$$F_p = k \cdot \mu_{\max} \cdot \pi \cdot d \cdot 1 \cdot \frac{S_{\max\, aj} \cdot 10^{-6}}{d\left[\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B}\right]}$$

k =coeficient de multiplicare.

În cazul asamblării prin presare elasto-plastice, strângerile sunt atât de mari, încât în zona cea mai solicitată (diametrul d) se depăşeşte limita de curgere. Domeniul deformației plastice, caracterizat prin aşa-numita rază de plasticizare, se deplasează odată cu creşterea strângerii până la diametrul exterior d_2 - cu plasticizare completă.

Asamblările prin presare elasto-plastice, fără atingerea plasticizării complete pentru materiale tenace şi momente de torsiune cu un domeniu de variație redus, folosesc mai rațional proprietățile materialelor, admițând toleranțe mai mari (până la IT 11). Procedeul de calcul arătat până aici pentru dimensionarea asamblărilor prin presare nu este suficient pentru cazul funcționării asamblării la turații ridicate sau cu diferențe de temperaturi între butuc şi arbore.

În cazul funcționării la turații ridicate, datorită acțiunii forței centrifuge diametrul găurii butucului se măreşte cu o valoare Δd_b mai mare ca mărirea diametrului arborelui Δd_a, astfel încât presiunea superficială pe suprafața de contact scade. Pentru o construcție sigură în exploatare este necesar ca valoarea presiunii superficiale minime să fie amplificată corespunzător.

În cazul executării arborelui şi butucului din materiale cu coeficienți de dilatare liniară diferiți sau în cazul funcționării îmbinării cu diferențe de temperaturi între butuc şi arbore este necesar să se calculeze diferențele de dilatare a butucului şi a arborelui la nivelul diametrului d şi să se țină seama de sensul lor.

3. Asamblare arbore plin-butuc subțire (bucşă)

În cazul în care butucul are diametrul d_2 numai cu puțin mai mare ca diametrul arborelui $d_a = d$, se admite că tensiunea radială $\sigma_r = 0$. Astfel presiunea superficială p cauzată de strângerea s, produce numai tensiuni σ_t în bucşă, cu repartiție constantă în secțiune, conform teoriei tuburilor cu pereți subțiri.

$$\sigma_t = \frac{p \cdot d}{2s} \quad ; \quad \sigma_t = \frac{p \cdot d}{2} \cdot \frac{2}{d_2 - d} \; ;$$

$$\sigma_t = p \cdot \frac{\frac{d}{d_2}}{1 - \frac{d}{d_2}}$$

$$\sigma_t = p \cdot \frac{\beta}{1 - \beta}$$

$$\beta = \frac{d}{d_2}$$

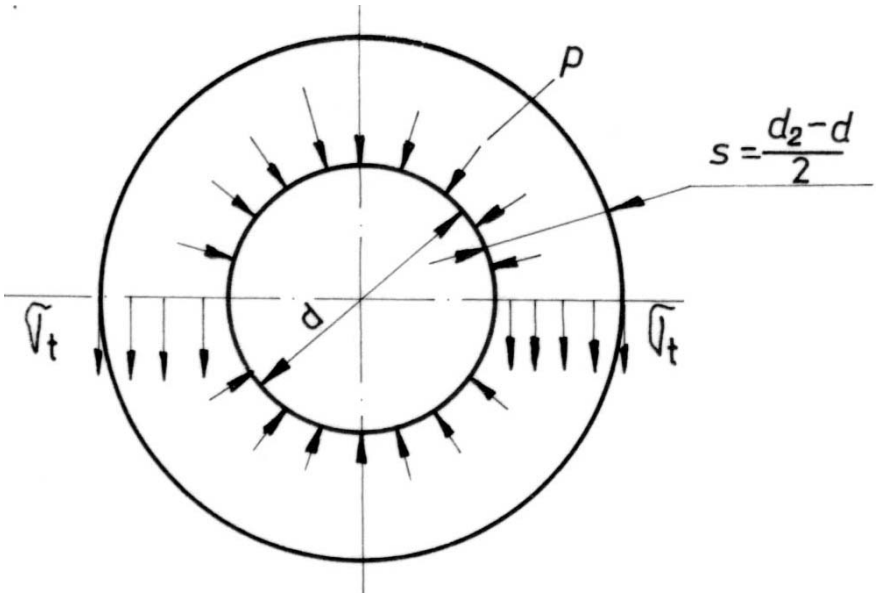


Fig. 7

Datorită presiunii p, diametrul bucşei se măreşte.

$$S = d \cdot \frac{\sigma_t}{E} = d \cdot p \cdot \frac{\beta}{E(1-\beta)} = \frac{p \cdot d}{E} \cdot \frac{\beta}{1-\beta}$$

4. Metodologia de calcul pentru asamblările prin presare

Date inițiale:

- dimensiunile geometrice ale asamblării:
  d, 1, d_1, d_2 (fig. 1)
- solicitarea ($M_t sau F_A$) care trebuie transmisă;
- materialele din care sunt executate arborele şi butucul şi caracteristicile lor: $R_{p0.2}$, R_m, E_A, E_B, υ_A, υ_B etc.
- destinația, valoarea coeficientului de siguranță admisibil.

Pentru proiectarea unei asamblări prin presare trebuie parcurse următoarele etape:

a. se determină presiunea minimă necesară pentru îndeplinirea condiției de preluare (transmiterea fără patinare) a solicitării (vezi tabelul 2).

b. calculul lui $S_{\min}$ cu ajutorul relației lui *Lame'*

$$S_{\min} = p_{\min} \cdot d\left[\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B}\right] \cdot 10^6 [\mu m] \quad \text{vezi tab. 3.}$$

$$S_{\min ef} = S_{\min} + 1.2\left(R_{\max_A} + R_{\max_B}\right)$$

c. alegerea ajustajului necesar pentru transmiterea fără patinare a solicitării:

$$S_{\min aj} \geq S_{\min ef}$$

vezi tabelul 4 şi tabelul 5, $S_{\min aj} = a_i - A_s$ pentru d indicat în figura 4;

d. pentru ajustajul ales se calculează:

$$S_{\max aj} = a_S - A_i = a_S$$

$$S_{\max real} = S_{\max aj} - 1.2\left(R_{\max_A} + R_{\max_B}\right)$$

vezi tabelul 3,

$$p_{\max} = \frac{S_{\max real} \cdot 10^{-6}}{d\left[\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B}\right]}$$

e. calculul pentru σ_t şi σ_r în punctele care interesează cu ajutorul lui $p_{\max}$ (vezi fig. 5 şi tab. 6)

$$\sigma_{t\max} = p_{\max} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}$$

$$\sigma_{r\max} = -p_{\max}$$

f. verificarea de rezistență a asamblării prin calculele lui σ_{echiv} şi a coeficientului de siguranță c şi compararea acestuia cu $c_{admisibil}$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_t^2 \max + \sigma_t \max \cdot \sigma_r \max + \sigma_r^2 \max}$$

sau

$$\sigma_{ech} = p_{\max} \frac{\sqrt{3 + \beta_1^4}}{1 - \beta_1}, \beta_1 = \frac{d}{d_2}$$

$$c = \frac{R_m\left(R_{p0.2}\right)}{\sigma_{ech}} \geq 1.7 \div 1.8, caz\ general$$

dacă nu, măsurile expuse în § 2.3.

g. stabilirea elementelor necesare montării şi demontării asamblării presate.

Pentru determinarea forţei axiale F_p necesare pentru asamblarea prin presare longitudinală sau a diferenţei de temperatură Δt necesare în cazul asamblării prin deplasarea radială a suprafeţelor în contact (vezi § 2.4).

5. Exemplu de calcul

Să se proiecteze asamblarea presată prezentată în figura 8, având următoarele date iniţiale:

d = 43 mm

d_2 = 63 mm

l = 70 mm

M_t = 110.000 Nmm

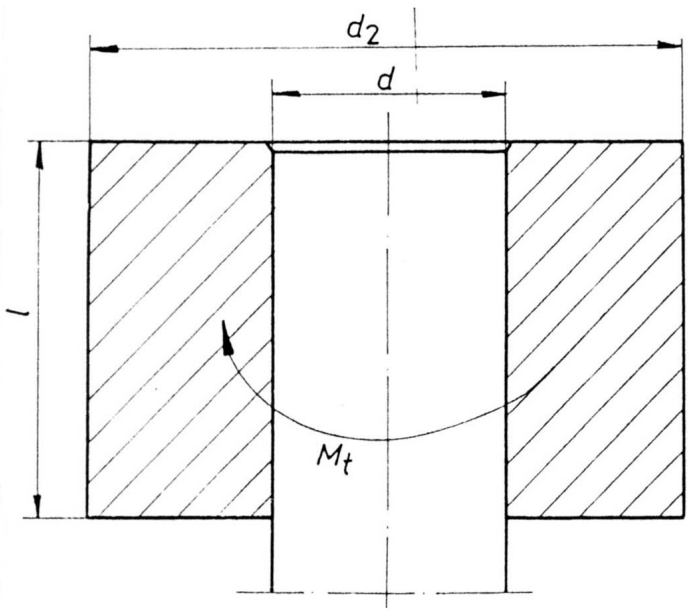


Fig. 8

Calculul şi proiectarea asamblării presate constă în parcurgerea mai multor etape prezentate la paragraful 4.

Determinarea strângerii minime necesare $S_{\min nec.}$, a strângerii minime reale $S_{\min real}$ şi alegerea ajustajului presat X aferent diametrului d (vezi figura 9).

$S_{\min}$ se calculează cu ajutorul relației lui *Lame'*:

d = 43 mm

d_2 = 63 mm

L = 70 mm

M_t = 110.000 N·mm arborele şi bucşa din oțel

$$p = \frac{S \cdot 10^{-3}}{d \cdot \left[\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B} \right]}$$

p = presiunea de contact la îmbina rea arbore(A) – bucşă(B)

S = strângerea corespunzătoare ajustajului X aferent diametrului d.

$$K_A = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \upsilon_A = \frac{43^2 + 0^2}{43^2 - 0^2} - \frac{10}{3} = 0{,}67$$

$$K_B = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \upsilon_B = \frac{63^2 - 43^2}{63^2 - 43^2} + \frac{10}{3} = 3{,}07$$

$$\frac{K_A + K_B}{E} = \frac{0{,}67 + 3{,}07}{2.1 \cdot 10^5} = 1{,}78 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2/\text{N}$$

$$\upsilon_A = \upsilon_B = \frac{10}{3} \text{ (otel)}$$

$$\text{E}_\text{A} = \text{E}_\text{B} = \text{E} = 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$p = p_{\min} = \frac{2M_t}{\mu_t \cdot \pi \cdot d^2 \cdot 1} = \frac{2 \cdot 110.000}{0{,}08 \cdot \pi \cdot 43^2 \cdot 70} = 6{,}77 N/mm^2$$

$$S = p_{\min} \cdot d \cdot \left[\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B} \right] \cdot 10^3 = 5{,}19 \mu m$$

$S_{\min nec} = 5{,}2\mu m$

$S_{\min real} = S_{\min nec} + 2 \cdot 0.6\left(R_{\max A} + R_{\max B}\right), R_{\max a} = R_{\max b} \cong 5\mu m$

(suprafețe rectificatoare) - tabelul 3.

$$S_{\min real} = 17{,}2\mu m$$

alegerea ajustajului $X = d\dfrac{A\begin{pmatrix} A_s \\ A_i \end{pmatrix}}{a\begin{pmatrix} a_s \\ a_i \end{pmatrix}}$

$$S_{\min aj} = d_{\min} - D_{\max} = \left(d + a_i\right) - \left(D + A_s\right)$$

$S_{\min aj} = a_i - A_s$ (vezi figura 4)

Cf. STAS 8102, tabelul 4 şi tabelul 5, adoptăm ajustajul:

$$A_S = 16$$

$$X = \phi 43\frac{H6}{r5} = \phi 43\frac{A_i = 0}{a_S = 45}$$

$$a_i = 34$$

$S_{\min aj} = a_i - A_S = 34 - 16 = 18\mu m \succ S_{\min real} = 17{,}2\mu m$

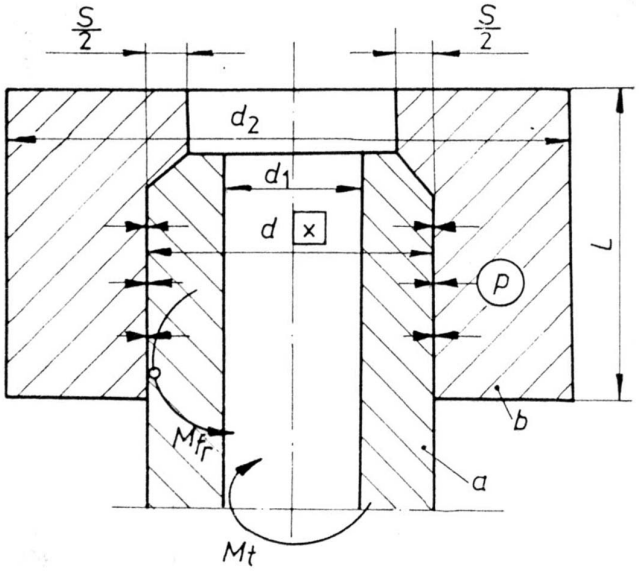


Fig. 9

6. Verificarea din condiții de rezistență a asamblării presate

$$S_{\max aj} = d_{\max} - D_{\min} = (d + a_S) - (D + A_i) = a_S - A_i = a_S$$

$$S_{\max aj} = 45\mu m$$

$$S_{\max real} = S_{\max aj} - 1.2(R_{\max A} + R_{\max B})$$

$$S_{\max real} = 45 - 1.2(5+5) = 45 - 12 = 33\mu m$$

$$P_{\max} = \frac{S_{\max r} \cdot 10^{-3}}{d\left[\frac{K_A}{E_A} + \frac{K_B}{E_B}\right]}$$

$$P_{\max} = \frac{33 \cdot 10^{-3}}{43 \cdot 1{,}78 \cdot 10^{-5}} = 43{,}11 N/mm^2$$

$$\sigma_t = P_{\max} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} = 118{,}29 N/mm^2$$

$$\sigma_r = -P_{\max} = -43{,}11 N/mm^2$$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_t \sigma_r + \sigma_r^2} = 103{,}69 N/mm^2$$

$$c = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{ech}} = \frac{360}{103{,}69} = 3{,}47$$

$$c = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{ech}} = \frac{210}{103{,}69} = 2{,}03$$

$$c = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{ech}} = \frac{270}{103{,}69} = 2{,}60$$

$R_{p0.2} = 360 N/mm^2$ pentru OLC 45 STAS 880-80

$R_{p0.2} = 210 N/mm^2$ pentru OL 37 STAS 500/2-80

$R_{p0.2} = 270 N/mm^2$ pentru OL 50

Se verifică la limită pentru OL 50 (c=2,60) şi rezistă bine pentru OLC 45 (c=3,47).

Deci ajustajul $\phi 43(H_6 / r_5)$ este corect ales când folosim pentru arbore şi butuc OLC 45 STAS 880-80 şi suprafața de asamblare este rectificată.

7. Montarea şi demontarea asamblării presate

Asamblarea se va realiza prin presare longitudinală la temperatura camerei cu ajutorul unei prese cu şurub.

Forţa axială necesară montării (demontării) este:

$F_A \succ F_f$; $F_A = k \cdot F_{f\,\max}$ în care k este un coeficient de multiplicare

$F_A = k \cdot \mu_1 \cdot N = k \cdot \mu_1 \cdot \pi \cdot d \cdot 1 \cdot p_{\max}$ vezi fig. 10

$F_A = 1{,}5 \cdot 0{,}15 \cdot \pi \cdot 43 \cdot 70 \cdot 43 = 91443N$

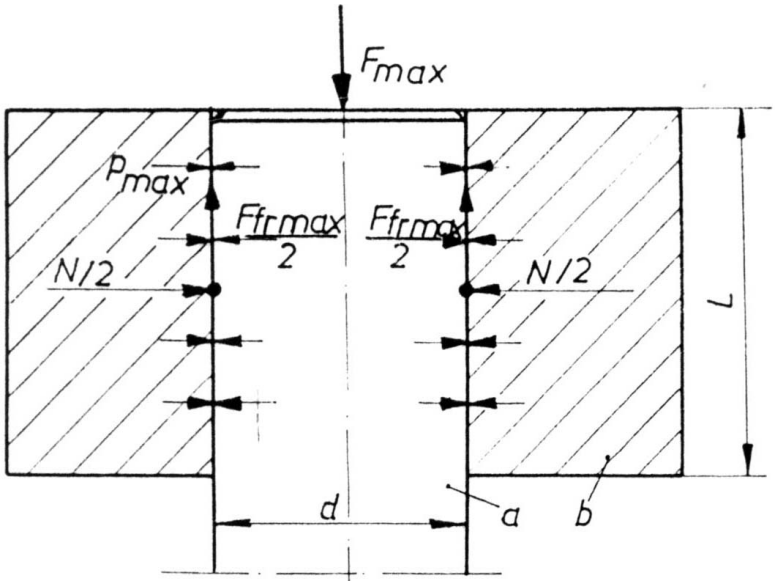


Fig. 10

Schema de principiu a presei destinată desfacerii asamblării presate este prezentată în figura 11.

Asamblarea presată, formată din butucul 6 şi arborele 7 va fi demontată datorită forţei axiale $F_A = F_A$ dezvoltată de şurubul 1 cu acţionare normală şi transmisă arborelui 7 prin bila 8, având rolul de a micşora frecările specifice dintre elementele reazemelor de tip pivot.

Butucul 6 va fi susţinut de ghearele furcilor 5, rabatabile, datorită bolţurilor 4 montate în urechile cadrului 10, în care se mai află şi piuliţa 2, fixată prin şuruburile 9.

În principiu, momentul de acționare (la cheie) M_Q trebuie să asigure prin cupla şurub 1 – piuliță 2 realizarea unei forțe F_{ax} care să învingă forța de frecare totală F_f din asamblarea presată 6-7 precum momentele M_f (în asamblarea filetată 1-2) şi M_{f_p} (între şurubul 1 şi bila 8).

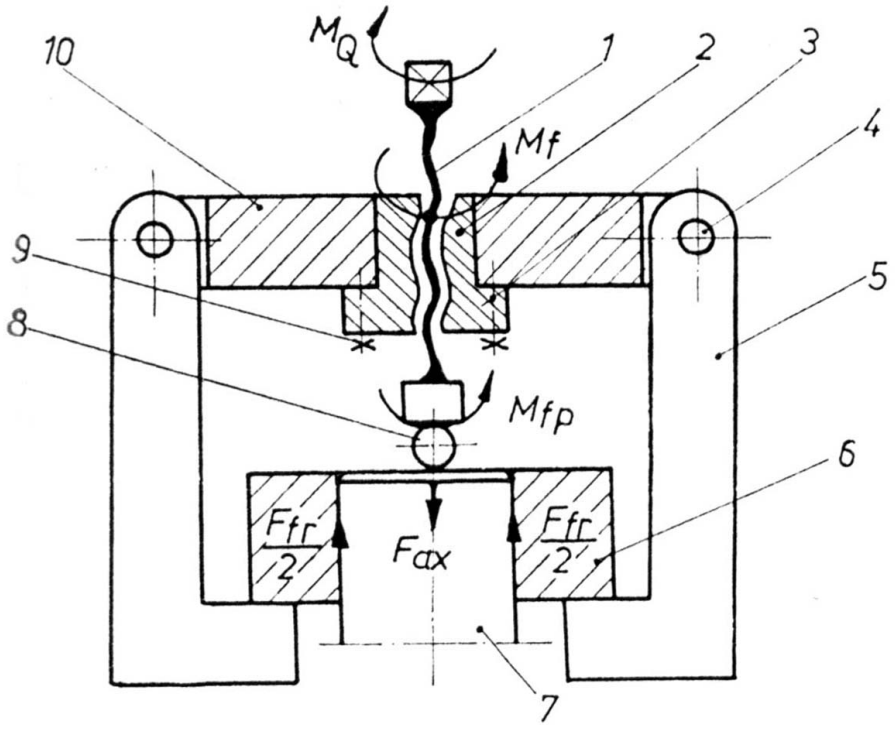


Fig. 11

STUDIUL MOMENTULUI DE FRECARE ÎN CUTIILE DE ETANŞARE

Când capacul, fundul sau peretele unui recipient este traversat de o piesă în mişcare de rotaţie, cum ar fi un arbore de amestecător, scăpările de fluid sub presiune sunt împiedicate cu ajutorul cutiilor de etanşare. Astfel de organe de maşini se utilizează şi la trecerea prin capace a unor ţevi care trebuie deplasate ocazional în sensul axei lor sau rotite. De asemenea la racordurile unor recipiente cu cămăşi de încălzire amovibile.

1. Construcţia cutiilor de etanşare cu umplutură moale.

Piesele care se află în contact cu mediul coroziv în mod normal sau accidental, trebuie executate din material rezistent la coroziune, în condiţiile date. Pentru materialul pieselor metalice în contact cu arborele de agitare trebuie satisfăcută în plus, şi condiţia privind lipsa tendinţei de gripare. Această condiţie se realizează în general prin alegerea corectă a materialelor şi prin ungerea cutiilor de etanşare. Construcţia generală a cutiilor de etanşare este prezentată în figura 1.

Pe arborele de agitare 11, se montează cutia de etanşare formată din: corpul cutiei 6, luneta 9, inelele de etanşare 12 şi inelul de ungere 13. Strângerea inelelor din material moale se realizează de lunetă cu ajutorul unor prezoane, a piuliţelor şi contrapiuliţelor corespunzătoare.

Corpul cutiei este prevăzut cu un ştuţ 14 pentru pătrunderea uleiului la inelul de ungere. Numărul inelelor de etanşare variază între 4 şi 8 funcţie de presiunea din vas. Nu se lucrează cu mai mult de 8 inele deoarece frecarea dintre arbore şi umplutură este excesivă.

Este foarte important ca suprafaţa arborelui să fie destul de mare şi netedă (rugozitate 0,8…1,6), prelucrarea trebuind să fie cu atât mai fină cu cât viteza periferică a arborelui este mai mare.

De asemenea, arborele trebuie să aibă formă corectă, fără abateri de la circularitate sau concentricitate între diverse secţiuni. În cazul în care temperatura de lucru este ridicată, trebuie asigurată răcirea cutiei de etanşare cu ajutorul unor serpentine plasate imediat în apropierea inelelor de etanşare.

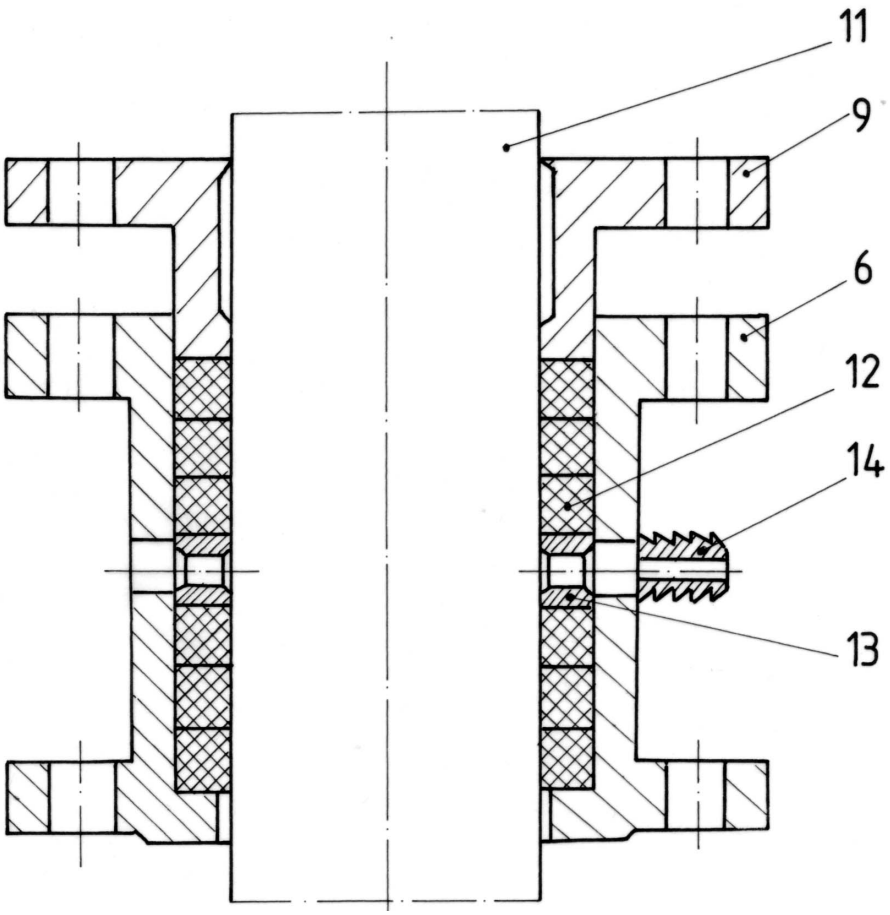


Fig. 1

2. Calculul cutiilor de etanşare cu umplutură moale [18].

Pentru realizarea şi menţinerea etanşeităţii, luneta trebuie să exercite asupra umpluturii moi o apăsare specifică, p_l mai mare decât presiunea din recipient, p. Dacă umplutura ar lucra cu autoetanşare $p_l = p$.

În general $p_l \geq p$ sau $p_l = k \cdot p \cdot (k \geq 1)$

Problema esenţială este determinarea presiunii de etanşare p_l, sau determinare momentului cu care se strâng piuliţele pentru a crea presiunea în inele necesară etanşării.

Se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

a) umplutura este apăsată uniform;
b) materialul umpluturii este perfect elastic;
c) umplutura umple complet locaşul;
d) arborele este perfect cilindric şi neted.

Aceste premise sunt în concordanță cu considerentele constructive şi de execuție enunțate anterior.

Se admite în calcul că atât arborele, cât şi peretele cilindric al locaşului nu se deformează la strângerea umpluturii.

Momentul de frecare corespunzând unei porțiuni de arbore de lungime d_z are expresia [18]:

$$dM_f = f \cdot \sigma_z \cdot dA \cdot \frac{d}{2}$$

deoarece

$$dA = 2 \cdot \pi \cdot \frac{d}{2} \cdot dz$$

unde:

f – coeficientul de frecare (relație experimentală)

d – diametrul arborelui de agitare

$$f = \frac{b}{\sqrt{\sigma_r}}$$

în care:

b – coeficient dependent de umplutura moale $(b = 0{,}44 \div 0{,}5)$

$\sigma_r = k_1 \cdot \sigma_z$

Se obține

$$dM_f = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot b \cdot \sqrt{\sigma_z} \cdot dz$$

cu

$$\sigma_z = \left(\sqrt{p_l} - \frac{h \cdot \sqrt{k_1}}{c} \cdot z \right)^2$$

$k_1 \cong 1$

c – lățimea unui inel de etanşare

$$h = m \cdot c$$

h – lungimea de etanşare

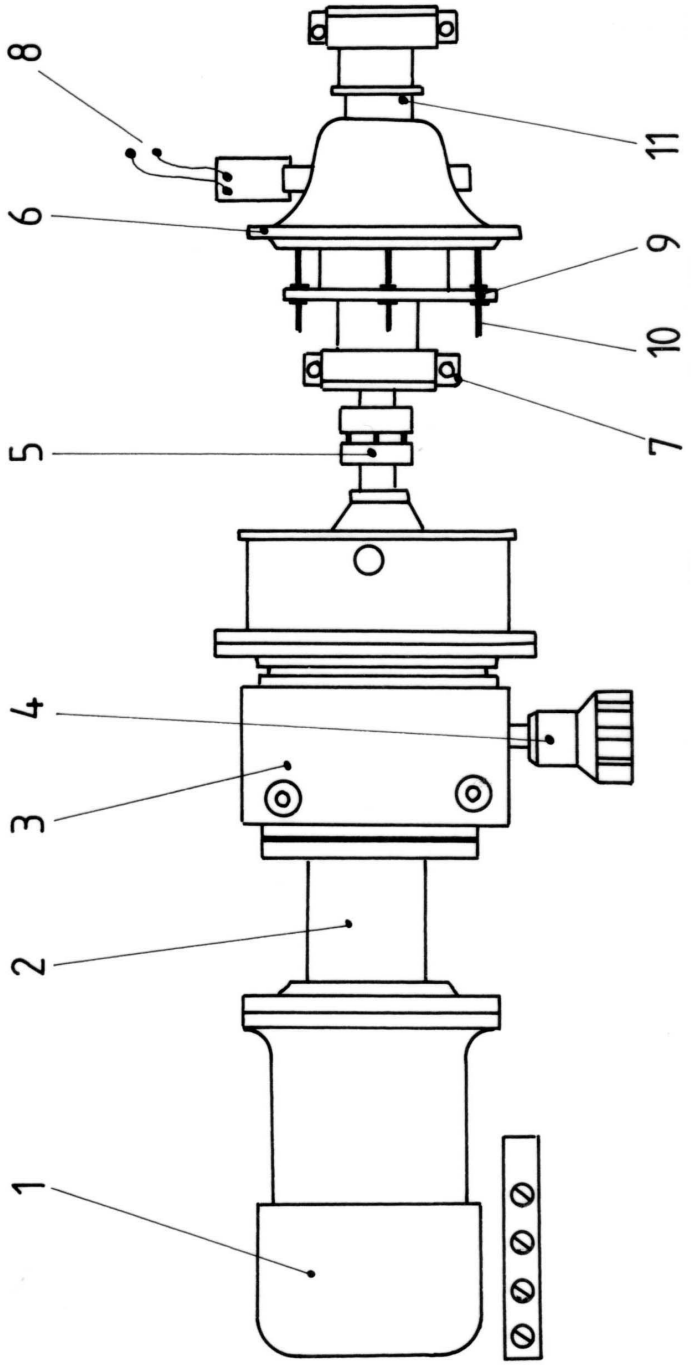


Fig. 2

p_l - presiunea de lucru a fluidului din vas

m – numărul de inele de etanşare

Înlocuind:

$$M_f = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot b \cdot \int_0^h \sqrt{p_l} \cdot \frac{b}{c} \cdot z \cdot dz$$

$$M_f = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot b \cdot h \cdot \left(\sqrt{p_l} - \frac{1}{2} \cdot b \cdot m \right) \quad (1)$$

3. Descrierea standului

Standul necesar studiului momentului de frecare în cutiile de etanşare (fig.2) se compune din 4 subansamble principale:

1. Grupul de acţionarea mecanică.
2. Comanda electrică.
3. Acţionarea hidraulică de ungere a cutiei de etanşare.
4. Echipamentul de măsurare.

1. Grupul de acţionarea mecanică se compune din motorul electric de acţionare 1, variatorul de turaţie şi reductorul 3 cu trei trepte de reducere, cuplajul 5 şi arborele condus 11. Pe arborele 11 este montată cutia de etanşare 6 unsă cu ulei. Mişcarea de rotaţie a motorului electric se transmite prin variatorul de turaţie la reductorul 3, care reduce turaţia de la 1500 rot/min, care este turaţia motorului, la turaţii între 500 – 40 rot/min care reprezintă turaţii utilizate curent la arborii de agitare. Întreg ansamblul este fixat pe o placă.

2. Comanda electrică se compune din tabloul electric şi butoanele de acţionare pornit – oprit, atât pentru motorul de acţionare, cât şi pentru partea hidraulică.

3. Acţionarea hidraulică utilizată la ungerea cutiei de etanşare se compune din rezervor, electropompă, supapă de suprapresiune, distribuitor, manometru, conducte.

4. Pentru măsurarea momentului de frecare se utilizează lamelele 8 fixate rigid într-un capăt şi liber în celălalt capăt, pe care apasă o clemă fixată rigid pe corpul cutiei de etanşare. Pe lamelă sunt fixate mărci tensometrice etalonate, cu ajutorul cărora se măsoară deformaţia lamelei, deci momentul de frecare în cutia de etanşare.

4. Modul de lucru

1. De la tabloul de comandă se porneşte mai întâi sistemul de ungere.

2. Se reglează puntea tensometrică la zero.

3. Se fixează o turaţie n pentru arborele din cutia de etanşare.

4. Se porneşte instalaţia şi se citeşte pe puntea tensometrică valoarea deformaţiei ε.

5. Se repetă de minim 5 ori încercarea cu turaţii diferite.

6. Se calculează pentru fiecare încercare momentul de frecare cu relaţia teoretică (1).

7. Se calculează pentru fiecare încercare momentul de frecare măsurat cu relaţia (2).

$$M_f = \sigma_i \cdot W_z$$

$$M_f = \varepsilon \cdot E \cdot W_z$$

$$M_f = \varepsilon \cdot E \cdot \frac{b_1 \cdot h_1^2}{6} \qquad (2)$$

în care:

b_1, h_1 - dimensiunile secţiunii transversale ale lamei pe care sunt montate mărcile tensometrice.

8. Se trasează graficul $M_f = f(n)$ şi se compară cu rezultatele teoretice.

STAND PENTRU STUDIUL PUTERII DE AGITARE

1. Scopul aplicației

În industria chimică, amestecarea serveşte la accelerarea reacţiilor chimice, la omogenizarea amestecurilor, la dizolvare, la spălare prin dizolvarea impurităților în lichidul de spălare, în procesul de cristalizare omogenă la obținerea emulsiilor şi suspensiilor, precum şi pentru îmbunătățirea transferului de căldură.

Procesul de amestecarea este influențat de foarte mulți factori cum ar fi: tipul de amestecător folosit, temperatura mediului, durata de staționare a şarjei, tipul de funcționare a utilajului, vâscozitatea mediului necesar ce trebuie a fi agitat, greutatea specifică a fluidului, etc.

Deşi există un mare număr de cercetări teoretice şi experimentale privind amestecarea, nu s-a ajuns până în prezent la rezultate care să permită proiectarea cu siguranță a amestecătorului potrivit pentru un caz dat. Dificultatea constă în lipsa unor mărimi care să exprime efectul de amestecare, procesele care au loc în timpul amestecării.

Convențional, evaluarea intensității amestecării se poate face prin viteza periferică a amestecătorului sau prin valoarea puterii necesare acționării acestuia pe unitatea de volum a recipientului.

Încă nu sunt indicații sau calcule exacte pentru alegerea atât a tipului agitatorului, a vitezei periferice a acestuia precum şi a puterii necesare pentru o amestecare corectă şi adecvată.

Există foarte multe tipuri constructive de amestecătoare cum ar fi: paletă, cadru, ancoră simplă sau dublă, elice, turbină, acestea fiind standardizate. La alegerea tipului acestuia se utilizează de obicei datele obținute experimental în laboratoare.

De asemenea şi pentru calculul puterilor de agitare se utilizează relații obținute experimental – tabelul 1.

Se observă că în relațiile de calcul a puterii intervin o serie de factori care sunt determinați experimental.

2. Construcţia standului – figura 1.

Standul de laborator este destinat determinării variaţiei puterii de agitare în funcţie de vâscozitatea fluidului şi de turaţie pentru diverse tipuri de agitatoare.

Standul se compune dintr-un motor de curent continuu 1 fixat pe o coloană verticală, iar de arborele motorului 2 este fixat agitatorul 4. Pentru acţionarea motorului de la priza de curent alternativ de 50 Hz (priza obişnuită) s-a utilizat un montaj electronic de redresare a curentului alternativ, precum şi un transformator pentru obţinerea tensiunii de 12 V cc - montajul electronic 8.

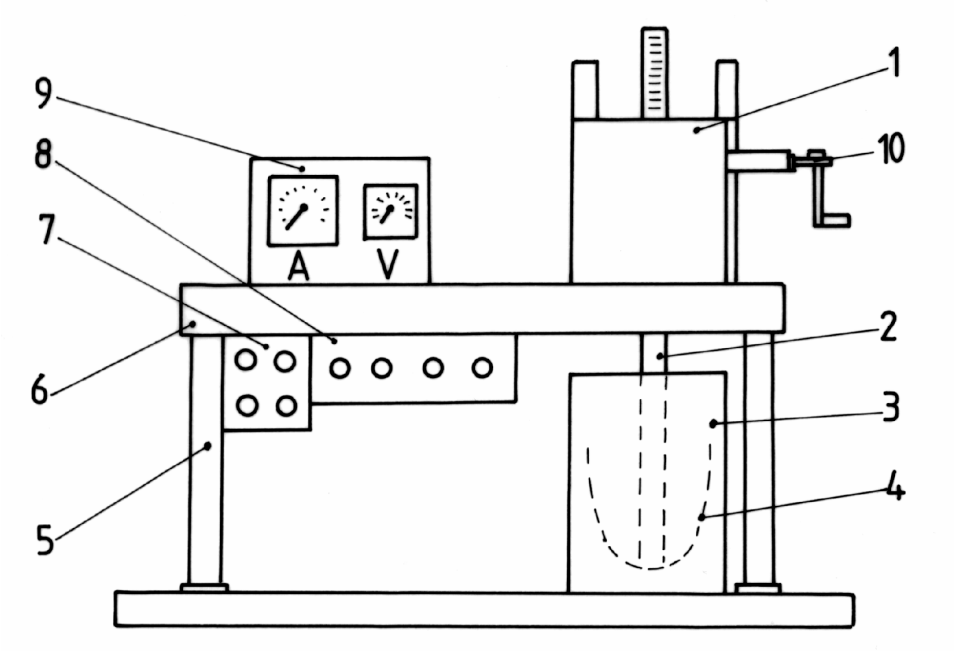


Fig. 1

Măsurarea puterii de agitare se face prin măsurarea tensiunii şi a intensităţii curentului absorbit de motor, la panoul de măsurare 9.

Pentru asigurarea posibilităţii schimbării recipientului cu fluid 3, motorul este fixat pe o coloană verticală cu cremalieră, între nişte ghidaje. Mişcarea în sus şi în jos se realizează prin mişcarea unei roţi dinţate acţionată de o manivelă 10. Întreg ansamblul este fixat pe o placă de bază 6 susţinută de sistemul de sprijin 5.

Tabel 1

Relații de calcul a puterii de acționare

Tip	Criteriu de curgere	Relații de calcul
Cu paletă	$10^2 \div 2{,}5 \cdot 10^6$	$N = \frac{9.52 \cdot 10^{-6}}{\mathrm{Re}^{0.3}} \cdot d^2 \cdot n^3 \cdot \gamma \cdot \frac{h}{d} \cdot \left(\frac{h_3}{d}\right)^{0.46}$
	$>2{,}5 \cdot 10^6$	$N = 0.238 \cdot 10^{-6} \cdot d^5 \cdot n^3 \cdot \gamma \cdot \frac{h}{d} \cdot \left(\frac{h_3}{d}\right)^{0.6}$
Cu brațe	$10^2 \div 3 \cdot 10^7$	$N = \frac{5.29 \cdot 10^{-6}}{\mathrm{Re}^{0.25}} \cdot d^5 \cdot n^3 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{D_i}{d}\right)^{1.1} \cdot \left(\frac{h_3}{d}\right)^{0.6} \cdot \left(\frac{h}{d}\right)^{0.3}$ pentru k par de brațe $N_k = 0.7 \cdot N \cdot k$ pentru brațe înclinate $N_\alpha = N \cdot \cos(\alpha)$
Cu ancoră	$10^2 \div 8 \cdot 10^5$	$N = \frac{5.51 \cdot 10^{-6}}{\mathrm{Re}^{0.25}} \cdot d^5 \cdot n^3 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{D_i}{d}\right)^{1.1} \cdot \left(\frac{h_3}{d}\right)^{0.6} \cdot \left(\frac{S_1}{d}\right)^{0.3}$
Cu elice	$10^2 \div 10^4$	$N = \frac{5.51 \cdot 10^{-6}}{\mathrm{Re}^{00.25}} \cdot d^5 \cdot n^3 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{D_i}{d}\right)^{0.93} \cdot \left(\frac{h_3}{d}\right)^{0.6}$
	$>10^4$	$N = \frac{0.069 \cdot 10^{-6}}{\mathrm{Re}^{0.04}} \cdot E \cdot d^5 \cdot n^3 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{D_i}{d}\right)^{0.91} \cdot \left(\frac{h_3}{d}\right)^{0.6} \cdot \left(\frac{t}{d}\right)^{1.22}$ $E = Fr \cdot \frac{d - \log(\mathrm{Re})}{18}$

D_i / d	2,8	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4
a	2,24	2,1	1,86	1,54	1,14	0,66	0,06

Cu turbină	$10^3 \div 10^6$	$N = \frac{7.06 \cdot 10^{-6}}{\mathrm{Re}^{0.045}} \cdot d^5 \cdot n^3 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{S_1}{d}\right)^{1.5} \cdot E \cdot \left(\frac{h_3}{D_i}\right)^{0.6}$ $E = Fr \cdot \frac{1 - \log(\mathrm{Re})}{40}$
Impeller	$1 \div 3 \cdot 10^7$	$N = 0.6 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot h \cdot d^{4.6} \cdot n^3 \cdot \eta^{0.15}$

3. Modul de lucru

1. Se fixează agitatorul 4 pe arborele motorului 1.
2. Se ridică motorul pe coloană şi se introduce sub agitator vasul cu fluid cu viscozitate cunoscută.
3. Se măsoară toate dimensiunile geometrice necesare.
4. Se introduce agitatorul în vas.
5. Se porneşte motorul 1 de la tabloul 7.
6. Cu ajutorul stroboscopului se măsoară turaţia agitatorului.
7. Se citesc puterea şi intensitatea curentului absorbit de motor.
8. Se calculează puterea cu relaţiile din tabelul 1.
9. Se refac etapele 1-8 variind turaţia agitatorului.
10. Se trasează curbele teoretice şi experimentale de variaţie a puterii de agitare funcţie de turaţie.
11. Se fac comparaţiile necesare.
12. Concluzii.

4. Mărimile de calcul şi unităţile de măsură din tabel:

N - puterea necesară [$daN \cdot m / s$]

d - anvergura amestecătorului [m]

n - turaţia amestecătorului [rot/min]

b_1 - lăţimea amestecătorului [m]

h_3 - înălţimea de umplere [m]

γ - greutatea specifică a lichidului [daN/m^3]

D_i - diametrul interior al recipientului [m]

S_1 - lăţimea braţului amestecătorului [m]

t - pasul elicei [m]

η - vâscozitatea lichidului [cP]

Re – numărul Reynolds

$\mathrm{Re} = 16.65 \cdot \left(n \cdot d^2 \cdot \gamma\right) / \eta \cdot Fr$; Fr - numărul lui Freude

$Fr = 0.284 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 \cdot d$

STUDIUL FENOMENELOR DE FRECARE ŞI UZARE DIN CUPLELE DE FRECARE DE CLASA A II – A

1. Scopul aplicației

a. Studierea din punct de vedere tribologic a contactului liniar în cazul cuplelor de frecare de clasa a II – a.

b. Observarea tipurilor de uzare obținute pe standul de încercări în cazul contactului liniar.

c. Cunoaşterea metodologiei de calcul pentru uzură.

2. Fundamente teoretice

2.1. Frecarea de alunecare

Frecarea este un proces complex de natură moleculară, mecanică şi energetică care are loc între suprafețele de contact ce au mişcare relativă sau între care există tendința de mişcare relativă. Cu toate că frecarea produce uzare, consumă energie şi reduce randamentul, mişcarea şi oprirea nu pot fi concepute fără frecare.

Frecarea poate avea caracter dorit (util) în cazul frânelor, cuplajelor, transmisiilor prin fricțiune, îmbinărilor prin strângere, etc. sau poate avea caracter nedorit (dăunător) în cazul lagărelor, angrenajelor, etc.

În cazul unor organe de maşină, ca de exemplu în cazul asamblărilor filetate de fixare, frecarea are într-o anumită fază caracter nedorit – la strângerea piuliței – şi în altă fază caracter dorit – în timpul funcționării, când şurubul este asigurat în contra deşurubării şi prin frecarea dintre şurub şi piuliță.

Forța de frecare reprezintă rezistența care se opune mişcării sau tendinței de mişcare la nivelul unei cuple de frecare. Mărimea pierderilor prin frecare diferă mult în funcție de regimul de ungere instalat la nivelul cuplei şi a timpului mişcării (alunecare sau rostogolire).

Frecarea de alunecare în regim uscat presupune absența oricărui fel de lubrifiant între suprafețe şi, implicit, existența contactului direct între vârfurile rugozităților de pe cele două suprafețe în contact (figura 1).

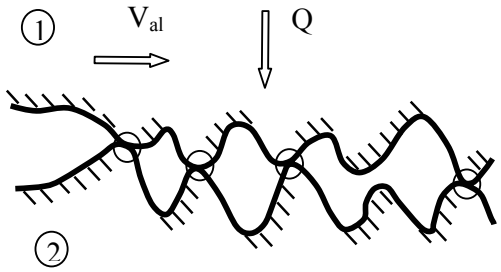


Fig. 1

La nivelul contactelor dintre vârfurile rugozităților au loc procese de natură mecanică (deformare elastică, deformare plastică, ruperi) şi de natură moleculară (adeziuni moleculare, schimburi energetice, transfer de material) rezultatul acestora fiind o forță de frecare F_f care se opune mişcării şi care se poate determina practic cu relația generală:

$$F_f = \mu_a \cdot Q \qquad (1)$$

unde μ_a reprezintă coeficientul de frecare de alunecare la nivelul cuplei, iar Q forța de apăsare normală.

În general, coeficientul de frecare de alunecare depinde de natura materialelor în contact.

În tabelul 1 sunt prezentate valorile pentru μ_a în cazul principalelor cuple de materiale întâlnite în practică.

Frecarea limită apare în cazul prezenței unor straturi foarte subțiri de lubrifiant pe suprafețele cuplei (ulei, unsoare, lubrifianți solizi, straturi de oxizi, etc.) şi conduce la scăderea de 2–3 ori a coeficientului de frecare în comparație cu cel corespunzător frecării uscate. Frecarea, în acest caz, este rezultatul alunecărilor la nivelul structurilor limită, cât şi a interacțiunilor de natură mecanică şi moleculară în zonele cu strat limită străpuns.

″ Frecarea limită este un fel de barieră în contra uzării, astfel că la reducerea coeficientului de frecare de câteva ori față de frecare uscată, uzarea se reduce de mii de ori.″ (Pavelescu D, ş.a., Tribologie).

Stratul subțire de lubrifiant (monomolecular şi continuu sau plurimolecular şi cu discontinuități) poate fi absorbit prin proces fizic când legăturile lubrifiant-suprafață cuplă sunt de tip Van der Vaals sau cheminsorbit când se produc schimburi de electroni.

Tabelul 1

Cuplu de materiale	μ_a	
	Frecare uscată	Frecare limită
Oţel–oţel	0,3 – 0,4	0,1…0,15
Fontă–fontă	0,13 – 0,12	0,1 – 0,15
Oţel–fontă	0,18 – 0,20	0,1 – 0,15
Oţel–bronz	0,15 – 0,18	0,08 – 0,1
Oţel–aliaje de Al.	0,8 – 0,9	0,09 – 0,12
Oţel–aliaje de Ag.	0,14 – 0,17	0,08 – 0,1
Oţel–aliaje cu Ni şi Cu	0,3 – 0,33	0,16 – 0,24
Oţel-aliaje cu Sn, Pb.	0,15 – 0,18	0,1…0,15
Oţel-grafit	0,08 – 0,1	-
Oţel-Mo,S_2	0,07 – 0,01	-
Oţel-PTFE	0,06 – 0,08	0,04 – 0,06
Oţel-textolit	0,2 – 0,25	0,15 – 0,2
Oţel-ferodou	0,3 – 0,4	-

Dacă stratul de lubrifiant este continuu, se poate evita contactul metal pe metal şi prin aceasta, uzarea de adeziune cu forma sa severă de manifestare – griparea. Dacă stratul de lubrifiant este puternic legat de suprafaţă, prezintă caracteristicile unei ungeri onctuoase care împiedică instalarea uzării.

În condiţii severe de funcţionare – presiuni mari şi/sau viteze relativ reduse, straturile de lubrifiant absorbite sau legate de suprafaţă pot fi îndepărtate, apărând domenii mici de contact direct metal pe metal şi se instalează fenomenul de uzare.

2.2. Frecarea uscată de rostogolire

La nivelul contactelor cu rostogolire apare o rezistenţă ce se opune mişcării şi care, pentru suprafeţele metalice, este mult mai mică decât rezistenţa la alunecare. Cum rostogolirea este însoţită de alunecări sau microalunecări, rezistenţa la mişcarea de rostogolire are două surse:

- pierderi cauzate de deformaţiile elastice în procesul rulării suprafeţelor în contact;
- pierderi prin frecare, ca urmare a fenomenelor de adeziune ce apar în zonele cu alunecări sau cu microalunecări.

În cazul unui contact liniar, coeficientul de frecare de rostogolire poate fi exprimat cu relaţia:

$$\mu_R = \varepsilon \cdot 2b / 3 \cdot \pi \cdot R \qquad (2)$$

în care: ε deformarea elastică specifică, ε <<1

2b - lăţimea contactului (2b axa mică a elipsei de contact când rostogolirea se produce după această direcţie)

R - raza cilindrului

Pentru cuplele de frecare cu contact liniar, semilăţimea benzii de contact b, este:

$$b = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot B} \cdot \frac{R}{E'}} \qquad (3)$$

unde:

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\upsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\upsilon_2^2}{E_2} \qquad (4)$$

cu E′ modul de elasticitate echivalent;

Q sarcina normală;

q = Q/B sarcina pe unitatea de lăţime;

υ_1, υ_2 coeficienţii lui Poisson pentru cupla de materiale

E_1, E_2 modulele de elasticitate a lui Young pentru cupla de materiale

iar μ_R coeficient de frecare de rostogolire, are relaţia:

$$\mu_R = \frac{4}{3} \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{q}{\pi^3 \cdot E' \cdot R}} \qquad (5)$$

ε poate fi considerat ca fiind 0,03 pentru condiţiile specifice de lucru.

Similar ca la alunecare se obţine:

$$F_f = \mu_r \cdot Q \qquad (6)$$

Coeficientul de frecare de rostogolire poate fi exprimat şi sub forma:

$$\mu_r = \frac{k}{\sqrt{R}} \qquad (7)$$

$k \cong 10^{-4}.....10^{-3}$ funcţie de materialele care formează cupla de frecare.

În cazul rostogolirii pure, $\mu_r \cong 10^{-4}.....10^{-3}$; în practică însă rostogolirea este aproape întotdeauna combinată cu alunecări fapt pentru care valoarea coeficientului de frecare global μ_R^* este mai mare.

$$\mu_R^* = 0.001.....0.01 \qquad (8)$$

2.3. Fenomenul de uzare

Uzarea poate fi definită ca o modificare ireversibilă a suprafețelor cuplelor de frecare, în procesul de funcționare.

Modificarea poate consta în pierderi de material, schimbări ale structurii la suprafață sau în substrat, schimbări ale durității şi ale aspectului exterior, apariția şi dezvoltarea unor defecte în substrat ce pot sau nu să ajungă la suprafață sau alte schimbări ale suprafețelor de contact.

Pentru o definire şi semantică, uzarea se referă la proces, iar uzura este rezultatul procesului de uzare.

2.4. Cupla de frecare de clasa a II –a

Într-un sistem mecanic, transmiterea puterii de la maşina motoare la componentele ce execută lucru mecanic se face prin intermediul unor lanțuri cinematice.

Legăturile mobile şi directe dintre elementele lanțurilor cinematice definesc cuplele de frecare la nivelul cărora se produc interacțiunile mecanice şi se generează procese de natură tribologică.

La cupla de frecare de clasa a II -a interacțiunea se produce, teoretic, la nivelul unei linii. Sub acțiunea sarcinilor normale are loc o deformație de contact şi interacțiunea se produce pe o fâşie îngustă, cu lățimea de sutimi sau zecimi de milimetri.

Cuplele de clasa a II -a sau cu contact liniar, apar în rulmenți cu role, ghidaje cu role, mecanisme camă-tachet, transmisii prin roți dințate cilindrice şi conice, transmisii prin lanț etc.

Cupla de frecare de clasa a II -a este o cuplă superioară şi se caracterizează prin tensiuni de contact ridicate, 0,5÷2,5 GPa şi suprafețe de contact reduse.

2.5. Tipuri de uzare

În literatura de specialitate sunt prezentate patru tipuri fundamentale de uzare (abraziune, adeziune, oboseală de contact şi coroziune) şi alte tipuri de uzare derivate sau cu caracter particular.

În tabelul 2 sun prezentate principalele tipuri de uzare.

Tabelul2

Tipuri de uzare	Natura uzării	Cuple de frecare afectate de aceste tipuri de uzare
Tipuri fundamentale de uzare		
Uzare adezivă	Mecanică Metalurgică Termică	Asamblări demontabile Fus-cuzinet Angrenaje Ghidaje Cilindru-segmenți Scule aşchietoare Camă-tachet
Uzare abrazivă	Mecanică	Suprafețe active ale utilajelor din mediu abraziv (brăzdare, sape de foraj, palete, transportoare etc.) Cuple ce lucrează în mediu deschis (angrenaje, lanțuri, rulmenți etc.) Cuple insuficient protejate (cilindru-segmenți, rulmenți, angrenaje, ghidaje etc.)
Oboseală de contact	Mecanică	Cuple de clasa I şi a II-a cu solicitări de contact ciclice (rulmenți, angrenaje,şuruburi cu bile, ghidaje cu role, camă-tachet, etc.)
	Mecanică Termomecanică	Cuple de clasa I şi a II-a puternic solicitate şi funcționând în condiții uscate cu importante efecte termice (bandaj de roată-şină, angrenaje).
Uzare de coroziune Coroziune chimică	Chimică	Cuple supuse agenților chimici (acizi) sau cele supuse lubrifiantului degradat sau contaminat cu apă. Cuple neprotejate față de oxigenul şi vaporii de apă din atmosferă.

În general, pe suprafețele unei cuple de frecare se dezvoltă simultan mai multe tipuri de uzare, distrugerea având un caracter complex.

Uzura, ca rezultat al fenomenului de uzare, se apreciază liniar, volumetric, sau gravimetric, prin intermediul intensității de uzare I_u sau a vitezei de uzare V_u.

Intensitate de uzare este definită de relația:

$$I_u = U/L_f$$

unde U reprezintă uzura sau adâncimea de uzare, iar L_f reprezintă lungimea de frecare.

Limitele de uzare în cuplele de frecare, se apreciază, uzual, prin intermediul intensității de uzare liniară I_{uh} definită de relația:

$$I_{uh} = U_h/L_f$$

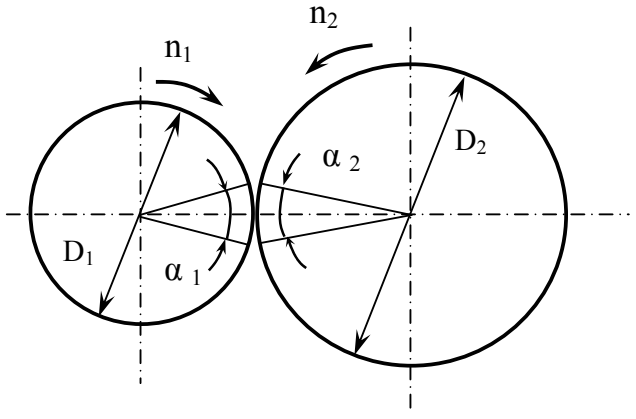
unde U_h reprezintă adâncimea stratului uzat. Mărimea I_{uh} este adimensională şi are valori cuprinse în intervalul 10^{-13} şi 10^{-3}, delimitând 11 clase de uzare – tabelul 3.

Tabelul 3

Clasa de uzare	I_{uh}	Clasa de uzare	I_{uh}
0	$10^{-13}…10^{-12}$	VI	$10^{-7}…10^{-6}$
I	$10^{-12}…10^{-11}$	VII	$10^{-6}…10^{-5}$
II	$10^{-11}…10^{-10}$	VIII	$10^{-5}…10^{-4}$
III	$10^{-10}…10^{-9}$	IX	$10^{-4}…10^{-3}$
IV	$10^{-9}…10^{-8}$	X	peste 10^{-3}
V	$10^{-8}…10^{-7}$		

Aprecierea lungimii de frecare se face funcție de tipul cuplei de frecare.

În cazul cuplei de frecare de clasa a II-a cu contact liniar, relațiile de calcul necesare determinării uzării sunt prezentate în tabelul 4, cu semnificațiile notațiilor în figura de mai jos.



Tabelul 4

Relaţiile de calcul pentru L_{ef} şi A_f
$L_{ef1} = \alpha_1/2\cdot(D_1-n_2/n_1\cdot D_2)$ $L_{ef2} = \alpha_2/2\cdot(n_1/n_2\cdot D_1-D_2)$ $A_{f1} = \pi\cdot D_1\cdot B$ $A_{f2} = \pi\cdot D_2\cdot B$ B = lăţimea rolelor $n_1 > n_2$ $\alpha_1=1/D_1\cdot\sqrt{\frac{Q}{\pi\cdot B}\cdot\frac{D_1\cdot D_2}{D_1+D_2}\left(\frac{1-\upsilon_1^2}{E_1}+\frac{1-\upsilon_2^2}{E_2}\right)}$ $\alpha_2 = \alpha_1\cdot D_1/D_2$ Q = sarcina pe contact ν_1,ν_2 = coeficienţii lui Poisson E_1 şi E_2 = modulele de elasticitate

3. Instalaţia experimentală

Încercările experimentale vizează studierea fenomenelor de frecare şi uzare în cuple de contact liniar şi pe suprafaţă curbă, de clasa a II-a.

Schema de principiu a standului experimental este prezentată în figura 2.

Notaţiile din figură au următoarele semnificaţii:

1. Electromotor;
2. Reductor de turaţie;
3. Cuplaj;
4. Reductor cu raport de transmitere 1;
5. Cuplaj cu bolţuri şi inele;
6. Cuplaj cardanic;
7. Lagăr fix;
8. Lagăr mobil;
9. Role de încercare – epruvete;
10. Dispozitiv de încălzire a rolei de mijloc;
11. Circuit de răcire cu apă, alimentare de la reţea;
12. Circuit de răcire cu apă, evacuare în canalizare;
13. Aparat de măsurare a temperaturii la suprafaţa rolei epruvetă;
14. Rolă „caldă”;

15. Şurub de încărcare a arcului dinamometric;
16. Comparator cu cadran;
17. Arc dinamometric etalonat.

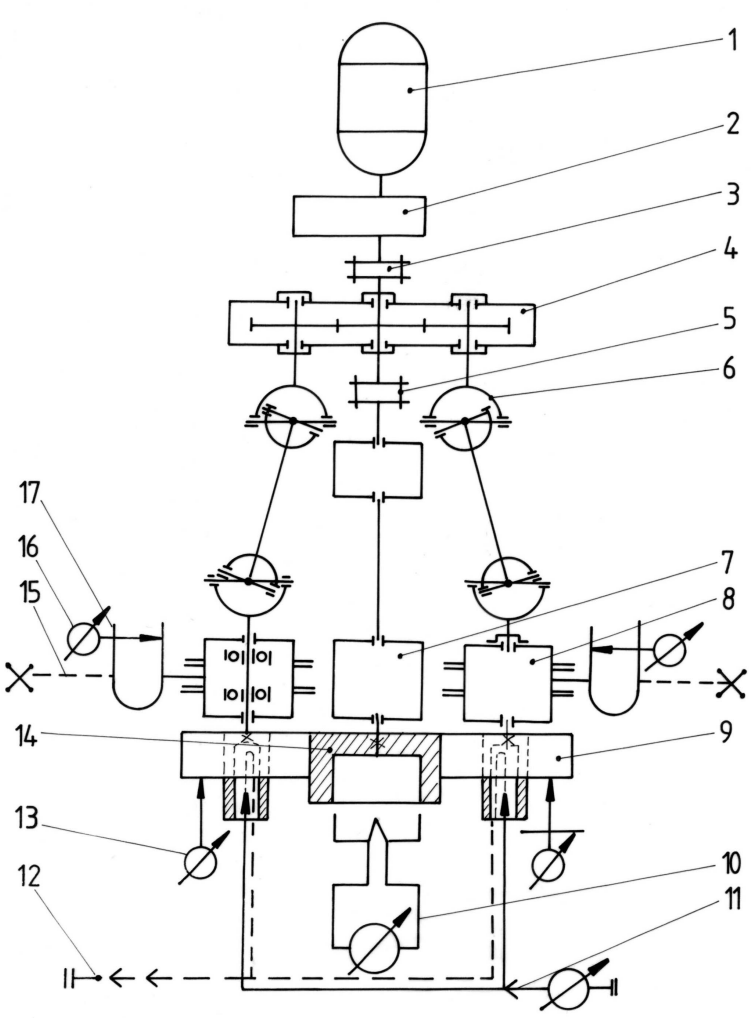


Fig. 2

Rolele de încercare 9 pot fi de acelaşi diametru sau cu diametre diferite.

Încercările pot avea loc în condiţii de încălzire a rolei 14 sau la temperatura mediului ambiant prin nefolosirea dispozitivului 10 de încălzire şi a circuitelor 11 şi 12 pentru apă.

Turaţia de funcţionare este constantă pentru rolele 9 şi 14.

În cazul folosirii unor role cu diametre diferite, apare o alunecare specifică S care se poate determina cu relaţia:

$$S = \frac{2(v_1 - v_2)}{v_1 + v_2} = 2\frac{(1 - k\frac{D_2}{D_1})}{(1 \oplus k\frac{D_2}{D_1})} \qquad (9)$$

unde k este raportul turaţiilor. Având în vedere că diferenţele de turaţii între cele trei role sunt foarte mici, se poate considera k = 1, cu o eroare acceptabilă de calcul.

Dacă diametrele rolelor sunt egale, atunci alunecarea specifică teoretică este nulă.

Suprafeţele de contact ale rolelor pot fi unse sau nu.

4. Modul de lucru şi interpretarea rezultatelor experimentale

Pentru studierea unor aspecte tribologice (frecare, uzare) în cazul cuplei de frecare de clasa a II-a, se parcurg următoarele etape:

1. Se măsoară diametrele şi lăţimea rolelor epruvetă şi se evidenţiază materialul, tratamentul termic şi regimul termic al încercării – pentru role.

2. Se stabileşte regimul de încărcare mecanică (Q) şi turaţia de lucru n_1, n_2.

Sarcina de încărcare normală Q se evaluează de pe diagrama de etalonare a arcului dinamometric funcţie de valoarea deformaţiei citită pe comparatorul cu cadran 16 (figura 2).

Se lasă să funcţioneze cuplele timp de 10÷30 min., după care se măsoară, în câteva puncte, diametrele rolelor epruvetă. Se calculează, prin diferenţă, valorile medii ale adâncimii straturilor îndepărtate de pe role (h_{u1}, h_{u2}).

Valorile medii obţinute sunt trecute în tabelul 5. Lungimile de frecare corespunzătoare rolelor epruvetă se determină cu relaţiile prezentate în tabelul 5, iar în final se determină intensitatea de uzare şi se apreciază clasa de uzare. Se repetă de câteva ori încercările experimentale, stabilindu-se şi variaţia în timp a intensităţii de uzare.

Aceste intensităţi de uzare determinate permit evaluarea clasei de uzare a cuplei de frecare prin comparare cu valorile prezentate în tabelul 3.

Pentru sistematizarea prelucrării rezultatelor experimentale se vor folosi tabelele de calcul 4 şi 5.

Tabelul 4

Frecarea în cuple

Mărimea **Relaţii de calcul**	**U.M.**	**Măsurători**			
		1	**2**	**3**	**4**
D_1	[mm]				
D_2	[mm]				
E_1, E_2 Material role $\Rightarrow$ $\Rightarrow E'$ ν_1,ν_2	[N/mm^2]				
Tratament aplicat la role Duritate role HB_1, HB_2					
Q	[N]				
$S = 2 \cdot \frac{1-\frac{D_2}{D_1}\cdot k}{1+\frac{D_2}{D_1}\cdot k}, k = \frac{n_2}{n_1}$					
Timpul de frecare: - de alunecare (după S) - de rostogolire	[ore]				
Tipul de frecare: - uscată (după ungere) - limită					
μ_a – se apreciază din tabelul 1					

$\mu_r = 4 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi^3 \cdot E' \cdot R \cdot B}}$ $R = D_1/2;\ D_2/2$					
Temperatura rolelor [se măsoară cu un dispozitiv cu laser]	[°C]				

Tabelul 5

Uzarea cuplelor de frecare

Mărimea	U.M.	Măsurători			
		1	2	3	4
$D_{1,i}$; $D_{1,f}$ $D_{2,i}$; $D_{2,f}$	[mm] [mm]				
$h_{u,1} = (D_{1,i} - D_{1,f})/2$ $h_{u,2} = (D_{2,i} - D_{2,f})/2$	[mm] [mm]				
Sarcina pe role, Q	[N]				
Lățimea rolelor, B	[mm]				
Presiunea de contact, p $p = 0{,}418 \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot E' \cdot 2(D_1 + D_2)}{B \cdot D_1 \cdot D_2}}$	[N/mm^2]				
Turațiile n_1, n_2	[rot/min]				
Unghiurile α_1 = $\frac{1}{D_1}\sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot B} \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2}\left(\frac{1-\upsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\upsilon_2^2}{E_2}\right)}$ $\alpha_2 = \alpha_1 \cdot D_1/D_2$	[rad] [rad]				
$L_{cf1} = \alpha_1/2(D_1 - n_2/n_1 \cdot D_2)$ $L_{cf2} = \alpha_2/2(n_1/n_2 \cdot D_1 - D_2)$	[mm] [mm]				
Timpul de încercare, t $L_{f1} = 60 \cdot n_1 \cdot t \cdot L_{c,f1}$ $L_{f2} = 60 \cdot n_2 \cdot t \cdot L_{c,f2}$	[ore]				
$I_{uh,1} = h_{u1}/L_{f1}$ $I_{uh,2} = h_{u2}/L_{f2}$					
Modulul de elasticitate echivalent $E' = \left(1 - \upsilon^2\right) \cdot E_1 \cdot E_2/E_1 + E_2;\ \upsilon_1 = \upsilon_2 = \upsilon$	[N/mm^2]				

Relația pentru presiune este valabilă numai pentru rolele din oțel.

ANALIZA STATISTICA LA INCERCARI DE FIABILITATE

Scopul aplicației este de a prezenta principalelor tipuri de încercări de fiabilitate şi a metodelor de estimare a parametrilor distribuției Weibull.

1. Fundamente teoretice

1.1. Distribuția Weibull

În condiții de montaj şi exploatare corectă durabilitatea cuplelor cu frecare de rostogolire este limitată de fenomenul de oboseală de contact, fenomen accelerat de diversele tipuri de concentratori de tensiune ce se manifestă în stratul superficial sau pe suprafața elementelor în contact. Ca rezultat al distribuției aleatoare a acestor concentratori, durabilitățile individuale realizate de elementele unui lot de rulmenți identici (ca material şi tehnologie) şi exploatați în aceleaşi condiții, nu vor rezulta identice ci vor avea o distribuție aleatoare, reprezentată matematic de funcţia de distribuţie WEIBULL:

$$F(L_0,a,e)=\begin{cases}1-\exp-\left[\dfrac{L-L_0}{a}\right]^e \; pentru L\geq L_0; L_0>0\\ 0\, pentru L<L_0\end{cases} \qquad (1)$$

în care durabilitatea L este variabila aleatoare, iar L_0 , a şi e sunt parametrii funcției de distribuție Weibull, cunoscuți sub denumirile: L_0 - factor de locație; a– factor de scară; e – factor de formă sau factor de pantă. Densitatea de repartiție a funcției de distribuție Weibull este:

$$f(L)=\frac{e}{a}\left[\frac{L-L_0}{a}\right]^{e-1}\cdot\exp-\left[\frac{L-L_0}{a}\right]^e \qquad (2)$$

Obişnuit, factorul de locaţie L_0 se admite iniţial nul L_0, obţinându-se forma cu doi parametri a funcţiei de distribuţie Weibull:

$$F(L,a,e) = 1 - \exp - \left[\frac{L}{a}\right]^e \tag{3}$$

Durabilitatea L_p corespunzătoare unei anumite valori P pentru probabilitatea de deteriorare se determină direct din (1):

$$L_p = L(P) = a \cdot \left[\ln \frac{1}{1-P}\right]^{1/e} \tag{4}$$

Durabilităţile corespunzătoare probabilităţilor de distrugere P=0.1 şi P=0.5 sunt notate cu L_{10} şi respectiv L_{50} şi sunt utilizate foarte des drept criterii de comparaţie a durabilităţii rulmenţilor

$$L_{10} = a(0{,}10536)^{1/e}; \tag{5}$$

$$L_{50} = a(0{,}6931)^{1/e} \tag{5′}$$

Valorile a, e, L_0 ale parametrilor funcţiei de distribuţie Weibull, se estimează prin interpretarea statistică a rezultatelor obţinute din încercări de durabilitate efectuate pe loturi de rulmenţi selecţionaţi aleatoriu din populaţia de rulmenţi în studiu.

1.2. Estimarea parametrilor funcţiei de distribuţie Weibull

Considerând forma cu doi parametri a funcţiei de distribuţie Weibull se poate scrie:

$$\ln \ln \frac{1}{1-F(L,a,e)} = e \cdot \ln L - e \cdot \ln a \tag{6}$$

care, cu notaţiile: y=ln·ln1/(1-F(L,a,e)), x=lnL, A=e·lna, reprezintă ecuaţia unei drepte Y=e·X+A. Practic se utilizează o hârtie gradată special, numită reţea probabilistică Weibull, pe care reprezentarea

ansamblului de puncte L_i în abscisă şi $P(i) = \hat{F}(L_i, a, e)$ se înşiruie după o dreaptă.

După STAS 10307 – 75 – „Fiabilitatea produselor industriale" estimarea valorilor $P(i) = \hat{F}(L_i, a, e)$ ale funcţiei de distribuţie se face cu relaţia:

$$P(i) = \hat{F}(L_i, a, e) = i/(n+1) \tag{7}$$

în care i este numărul de ordine L_1, L_2,… L_i,… L_n, iar n este numărul total de produse încercate. În cazul încercărilor de rulmenţi, estimaţiile valorilor funcţiei de distribuţie se calculează cu relaţiile:

$$P(i) = \left[i - 0{,}30685 - 0{,}3863(i-1)/(n-1)\right]/n \qquad n \le 20 \qquad (8)$$

$$P(i) = 1 - 2^{-1/n} + \left[(i-1)/(n-1)\right](2^{1-1/n} - 1) \qquad n > 20 \qquad (8')$$

Dacă prin reprezentarea ansamblului de valori L_i şi P_i pe reţeaua probabilistică Weibull, punctele rezultate nu se înşiruie după o dreaptă ci urmăresc o curbă, se impune estimarea şi a parametrului de locaţie L_0, repartiţia Weibull fiind cu trei parametri - ecuaţia (1). Se admite iniţial pentru L_0, valoarea minimă a durabilităţilor L_i, după care se reprezintă pe hărtia probabilistică Weibull ansamblul de puncte cu coordonatele L_i-L_0 şi P(i), estimaţia finală a factorului de locaţie L_0 obţinându-se după câteva încercări succesive.

Pentru trasarea dreptei printre punctele reprezentate pe reţeaua probabilistică Weibull se utilizează metoda celor mai mici pătrate, ecuaţia dreptei fiind $x = b_1 y + b_0$, în care coeficienţii b_1 şi b_0 sunt:

$$b_1 = \frac{r\sum_{i=1}^{r} x_i y_i - \sum_{i=1}^{r} x_i \sum_{i=1}^{r} y_i}{r\sum_{i=1}^{r} y_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{r} y_i\right)^2} \tag{9}$$

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^{r} x_i \sum_{i=1}^{r} y_i^2 - \sum_{i=1}^{r} y_i \sum_{i=1}^{r} x_i y_i}{\sum_{i=1}^{r} y_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{r} y_i\right)^2} \qquad (9')$$

unde x_i şi y_i sunt abscisele şi respectiv ordonatele (în mm) a celor r puncte reprezentate pe hârtia probabilistică Weibull.

Estimația $\hat{a}$ pentru factorul de scară a este abscisa punctului de pe dreaptă pentru care $\ln\ln(1/(1-F(L))) = 0$, respectiv valoarea P=0,632. Factorul de formă $\hat{e}$ poate fi estimat prin coeficientul unghiular al dreptei trasate pentru punctele reprezentate pe rețeaua Weibull.

Pentru uşurință, în partea superioară a rețelei probabilistice este trasată o scară ajutătoare pentru parametrul e.

1.3. Incercări de fiabilitate

Elaborarea unui program de încercări pentru aprecierea indicatorlor de fiabilitate la rulmenți ridică următoarele probleme:

1. Alegerea tipului de încercări şi a regimului încercărilor
2. Verificarea ipotezei statistice privind caracterul weibullian al distribuției rezultatelor de durabilitate
3. Estimarea parametrilor funcție de distribuție
4. Calculul indicatorilor de fiabilitate şi a cifrelor de încredere corespunzătoare

După procedura de încercare se disting următoarele tipuri de încercări:

- încercări complete, până la deteriorarea tuturor rulmenților din lotul supus încercării de fiabilitate;
- încercări cenzurate la nivelul r la care testul de durabilitate se consideră încheiat după deteriorarea unui număr de r rulmenți stabilit inițial; (obişnuit r≥ r/2+l)
- încercări trunchiate la care testul de durabilitate se încheie după consumarea unei durate t_r stabilită apriori;
- încercări secvențiale sau progresive, la care decizia de oprire a încercărilor poate fi luată în orice moment în funcție de numărul de deteriorări şi de durata sumată a încercărilor.

După felul constrângerilor aplicate se deosebesc :

- încercări normale, la care condițiile de funcționare sunt similare cu cele din exploatare;

- încercări accelerate sau forţate, la care rulmenţii sunt supuşi unor condiţii de solicitare mai severe decât cele din exploatare obţinându-se astfel o reducere importantă a duratei încercărilor.

1.4. Prelucrarea şi interpretarea rezultatelor experimentale

1.4.1. Metoda grafică

1. Se ordonează crescător durabilităţile (exprimate în ore de funcţionare), obţinute în urma încercărilor de durabilitate.

2. Se calculează valorile durabilităţilor L_i în milioane de rotaţii folosind relaţia:

$$L = n \cdot h \cdot 60/10^6 \qquad (10)$$

unde n este numărul de rotaţii pe minut al arborelui maşinii de încercat.

3. Se calculează estimaţia pentru valorile funcţiei de distribuţie Weibull - relaţia (7) sau relaţiile (8), (9).

4. Se reprezintă pe reţeaua probabilistică Weibull ansamblul de puncte $L_{i,}$ P(i). Dacă punctele nu se înşiruie după o dreaptă, se determină valoarea factorilor de locaţie L_0 .

5. Printre punctele reprezentate pe reţeaua probabilistică se duce o dreaptă folosind metoda celor mai mici pătrate.

6. Se determină estimaţiile $\hat{a}$ şi $\hat{e}$.

7. Se calculează estimaţiile $\hat{L}_{10}$ şi $\hat{L}_{50}$ - relaţiile (5) şi (5').

8. Se determină sarcina dinamică de bază C.

$$C = L_{10}^{1/p} P_r \qquad (11)$$

în care p=3 pentru rulmenţii cu contact punctual între corpurile de rostogolire şi căile de rulare şi p=10/3 pentru contact de tip liniar. P_r este sarcina dinamică echivalentă:

$$P_r = f_d \cdot f_t \left(X \cdot F_R + Y \cdot F_A \right) \qquad (12)$$

în care: F_R - este forţa radială pe un rulment supus încercărilor; F_A - forţa axială; f_d - factor de dinamicitate; f_t - factor de temperatură; X - coeficient radial; Y - coeficient axial. Pentru condiţiile de încercare alese $f_d = 1;\ f_t = 1;\ X = 1;\ Y = 0$.

1.4.2. Metoda verosimilității maxime

Pentru a prezenta prelucrarea statistică menționată mai sus se prezintă un program de calcul în limbajul de programare MathCad.

Program pentru determinarea parametrilor funcției de distribuție Weibull prin metoda verosimilității maxime.
Rulment 6206
Turația de lucru : 2000 rpm
F_R = 3060 N; F_a = 10 N

Cantitatea de unsoare din rulment: 0,6 m^3
Numărul de rulmenți testați: 6

ORIGIN≡ 1 $n := 6$ $\beta := 2$ **(valoare initiala)**

$i := 1..n$ **t_i- durabilitatea lubrifiantului plastic in ore**

$t_i :=$

384
426
438
486
504
542

$$L_i := \frac{60 \cdot 2000 \cdot t_i}{10^6}$$

Given

$$\left[\frac{1}{\beta} + \frac{1}{n}\cdot\sum_{k=1}^{n}\left(\ln(L_k)\right)\right] - \left[\frac{\sum_{k=1}^{n}\left[(L_k)^{\beta}\cdot\ln(L_k)\right]}{\sum_{k=1}^{n}(L_k)^{\beta}}\right] = 0$$

$\beta := \text{Find}(\beta)$ **- parametrul de panta** ERR = 0

$\beta = 9.97566$

$$a := \left[\frac{\sum_{k=1}^{n}(L_k)^{\beta}}{n}\right]^{\frac{1}{\beta}} \qquad L_i := \frac{60 \cdot 2000 \cdot t_i}{10^6} \qquad P_i := \frac{i}{7}\cdot 100$$

$a = 58.43952$ **- parametrul de scala**

P_i - probabilitatea de deteriorare a lubrifiantului plastic in %

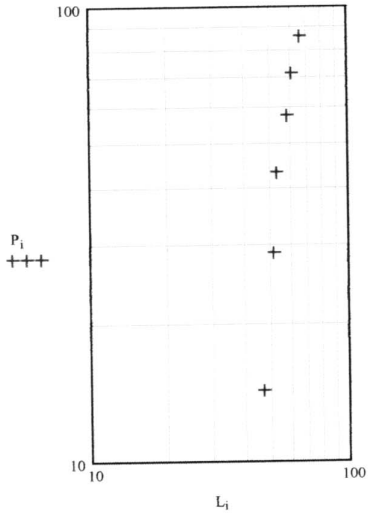
L_i - durabilitatea lubrifiantului plastic în 10^6 rotații

L_i =	P_i =
46.08	14.28571
51.12	28.57143
52.56	42.85714
58.32	57.14286
60.48	71.42857
65.04	85.71429

$$L10 := a\cdot(0.105361)^{\left(\frac{1}{\beta}\right)}$$

$$L50 := a\cdot(0.6931)^{\left(\frac{1}{\beta}\right)}$$

$$Lm := \frac{\sum_{i=1}^{n} L_i}{n}$$



L10 = 46.6376 **x 10^6 rotații**

L50 = 56.33099 **x 10^6 rotații**

Lm = 55.6 **x 10^6 rotații**

Intervalele de încredere pentru parametrii modelului Weibull

a. Pentru factorul de scala, "a"

$z1 := -1.007 \quad z2 := 0.939$

$$ainf := a\cdot\exp\left(-\frac{z2}{\beta}\right) \quad asup := a\cdot\exp\left(-\frac{z1}{\beta}\right)$$

ainf = 53.18962 **-limita inferioara pentru parametrul "a"**

asup = 64.64677 **-limita superioara pentru parametrul "a"**

b. Intervale de încredere pentru L_{10} şi L_{50}

b1. Pentru L_{10}

$z1 := -1.007 \quad z2 := 0.939$

$$L10inf := L10 \cdot \exp\left(-\frac{z2}{\beta}\right) \qquad L10sup := L10 \cdot \exp\left(-\frac{z1}{\beta}\right)$$

$L10inf = 42.44792$ **x 10^6 rotații**

$L10sup = 51.59129$ **x 10^6 rotații**

b1. Pentru L_{50}

$z1 := -1.007 \quad z2 := 0.939$

$$L50inf := L50 \cdot \exp\left(-\frac{z2}{\beta}\right) \qquad L50sup := L50 \cdot \exp\left(-\frac{z1}{\beta}\right)$$

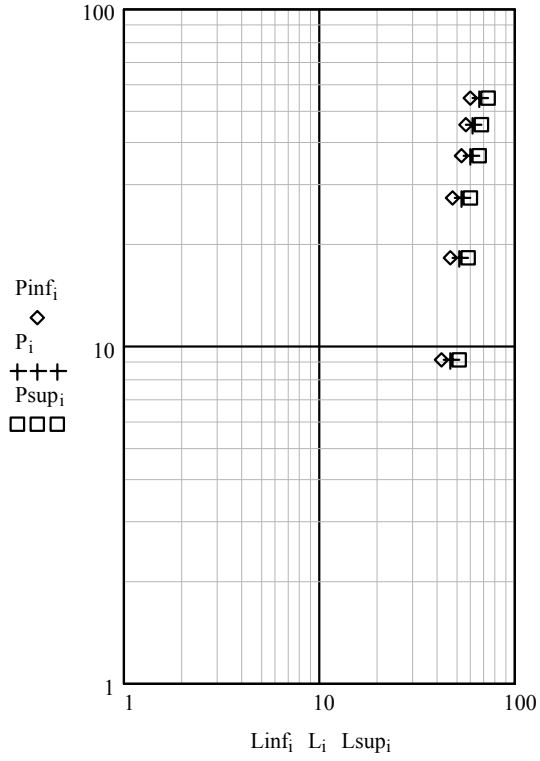
$L50inf = 51.27051$ **x 10^6 rotații**

$L50sup = 62.31428$ **x 10^6 rotații**

$z1 := -1.007 \quad z2 := 0.939$

$$Linf_i := L_i \cdot \exp\left(-\frac{z2}{\beta}\right) \qquad Lsup_i := L_i \cdot \exp\left(-\frac{z1}{\beta}\right)$$

$Linf_i$	L_i	$Lsup_i$	$Pinf_i$	P_i	$Psup_i$
41.94041	46.08	50.97446	9.09091	9.09091	9.09091
46.52765	51.12	56.54979	18.18182	18.18182	18.18182
47.83828	52.56	58.14274	27.27273	27.27273	27.27273
53.08084	58.32	64.51455	36.36364	36.36364	36.36364
55.04679	60.48	66.90398	45.45455	45.45455	45.45455
59.19715	65.04	71.94833	54.54545	54.54545	54.54545
			63.63636	63.63636	63.63636
			72.72727	72.72727	72.72727
			81.81818	81.81818	81.81818
			90.90909	90.90909	90.90909



ECHILIBRAREA DISCURILOR

Aplicația se referă la un caz concret care reprezintă un exemplu semnificativ pentru echilibrarea în general a discurilor (piese cu diametrul mult mai mare decât lățimea lor) - cilindrul desfibrator folosit la maşinile de filat cu rotor şi capăt liber. Acesta necesită verificarea echilibrării şi eventuale corecții ori de câte ori se schimbă garnitura rigidă care se uzează la intervale de exploatare relativ scurte.

Operația de echilibrare trebuie efectuată în cadrul unității care schimbă garnitura având în vedere turațiile de lucru ale acestora cuprinse în intervalul 5000....8000 rot/min.

Prin echilibrare se asigură o funcționare cu nivel scăzut al vibrațiilor şi zgomotului, reducerea încărcării lagărelor care susțin cilindrul desfibrator.

1. Fundamente fizice

Întrucât din ansamblul cilindrului desfibrator (cilindru propriu zis-garnitură dințată-arbore-roată de curea-rulmenți) singurul subansamblu care poate fi dezechilibrat în exploatare este cel format din cilindrul propriu zis şi garnitură, se urmăreşte numai echilibrarea acestuia, restul reperelor rotitoare fiind echilibrate de către constructorul de maşini.

Deoarece cilindrul propriu-zis are forma unui disc, cu lățime mică în raport cu diametrul, se utilizează metoda de echilibrare într-un singur plan, în regim dinamic; se obține precizie mai mare pentru echilibrare comparativ cu metoda statică.

Lagărul cilindrului desfibrator se montează elastic în raport cu batiul standului de echilibrare, astfel încât frecvența de rezonanță a ansamblului oscilant să aibă valori scăzute (10...15Hz) față de frecvența de rotație a cilindrului folosită pentru echilibrare (100...120Hz); în această situație unghiul de fază, dintre poziția masei de dezechilibru $\mathbf{m_d}$ şi deplasarea maximă a sistemului oscilant $\mathbf{A_{max}}$, este practic 180° (masa $\mathbf{m_d}$ este în avans cu 180°) ceea ce simplifică instalația şi uşurează efectuarea operațiilor de echilibrare – figura 1). Valoarea şi poziția masei de echilibrare se stabilesc cu ajutorul unor instalații electronice.

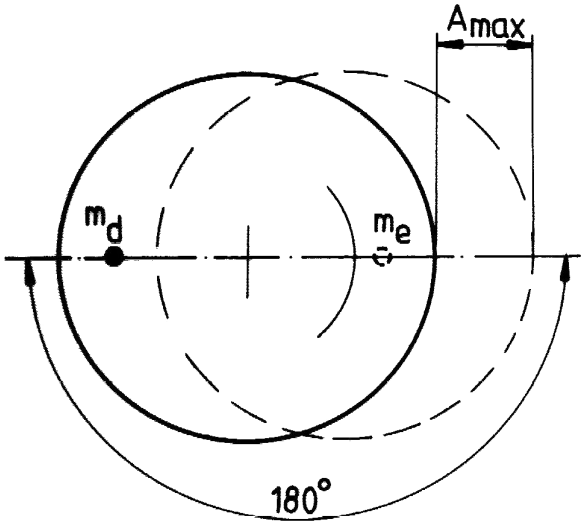


Fig. 1

2. Schema instalaţiei şi modul de lucru

Schema funcţională este prezentată in figura 2. Cilindrul desfibrator **1** susţinut de lagărul **2** este montat faţă de batiu prin intermediul unei lamele elastice **3**; antrenarea acestuia se realizează cu ajutorul electromotorului **4**, curelei **5** şi roţii **6** de pe arborele cilindrului defibrator.

În timpul rotirii, datorită dezechilibrului cilindrului **1**, apar oscilaţii ale sistemului lagăr-lamelă a căror amplitudini sunt detectate cu ajutorul traductorului magnetic $\mathbf{T_I}$ şi a pastilei magnetice **7** prinsă de corpul lagărului; semnalele furnizate de traductor sunt preluate de un bloc electronic care la ieşire oferă curenţi proporţionali cu valoarea masei de dezechilibru (comutator **C** în poziţia $\mathbf{m_e}$).

În vederea determinării poziţiei masei de echilibrare, pe lângă semnalul obţinut de la traductorul $\mathbf{T_I}$, se foloseşte şi un semnal care indică o poziţie „zero” arbitrar aleasă, semnal furnizat de traductorul $\mathbf{T_{II}}$ cu fotodiodă şi bandă reflectorizantă **8** lipită de piesa **9** fixată de roata de curea; de poziţia acestei benzi depinde reperul „zero” de la care se va măsura unghiul sub care se obţine deplasarea maximă $\mathbf{A_{max}}$ (figura 1) şi se va amplasa masa de echilibrare $\mathbf{m_e}$ (comutator **C** în poziţia **O** – figura 2).

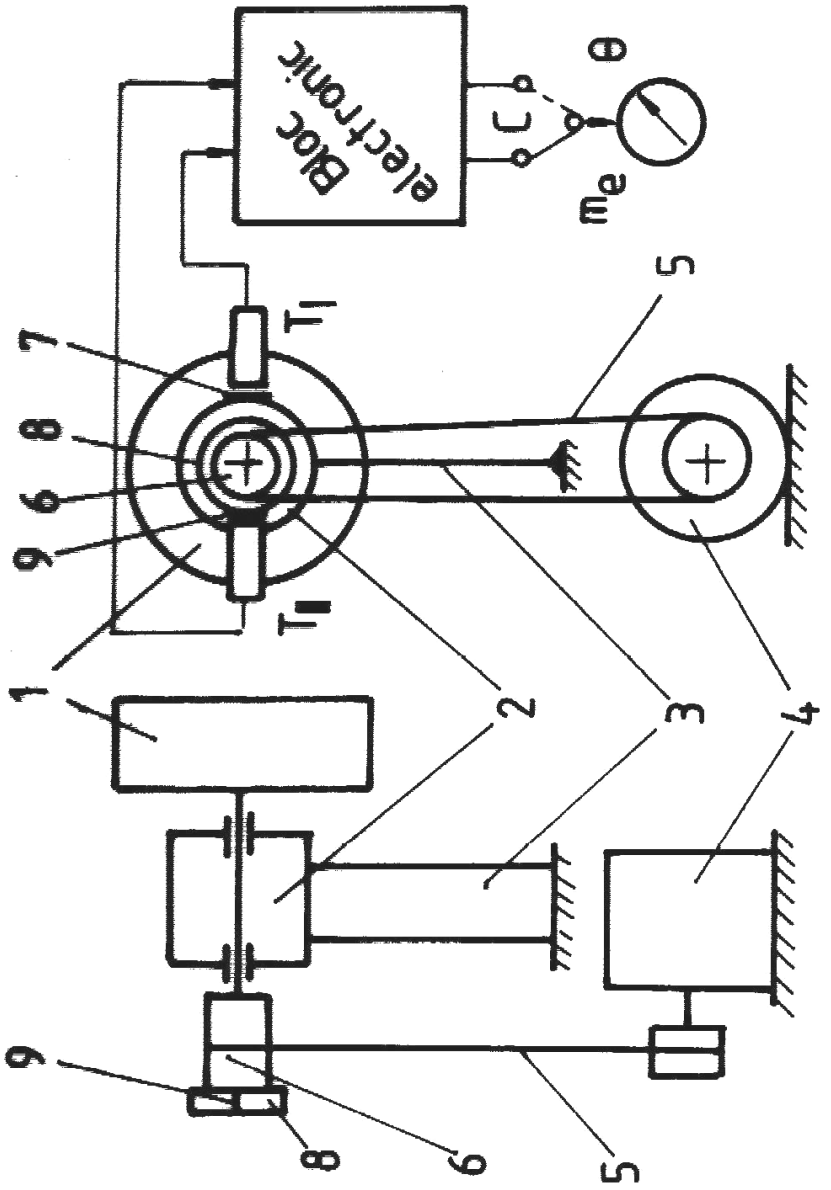


Fig.2

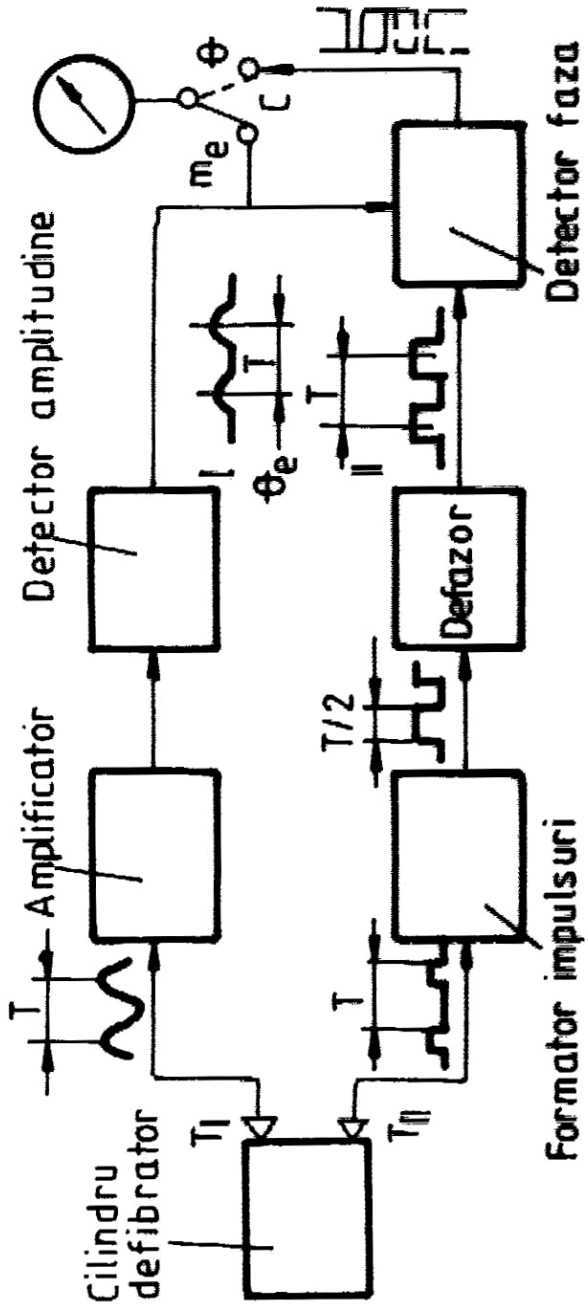

Cilindru defibrator
Amplificator
Detector amplitudine
Formator impulsuri
Defazor
Detector faza
T
T/2
T_I
T_{II}
m_e
C
Φ
$Φ_e$
I
II

Fig.3

Blocul electronic – figura 3, conţine două canale, unul pentru determinarea masei de echilibrare $\mathbf{m_e}$, celălalt, împreună cu primul, pentru stabilirea poziţiei acesteia.

Canalul **I** primeşte semnal sinusoidal de la traductorul $\mathbf{T_I}$, care este amplificat şi detectat pentru ca instrumentul de măsură etalonat corespunzător să indice valoarea masei de echilibrare $\mathbf{m_e}$ (comutatorul **C** în poziţia $\mathbf{m_e}$).

Canalul **II** preia semnalul de poziţie de la traductorul $\mathbf{T_{II}}$; acest semnal este amplificat, trecut printr-un formator de impulsuri dreptunghiulare, apoi printr-un defazor, în care poate fi decalat până la valoarea unei perioade **T** (unghi de rotire $\boldsymbol{\theta = 360°}$) faţă de semnalul de intrare în canalul II.

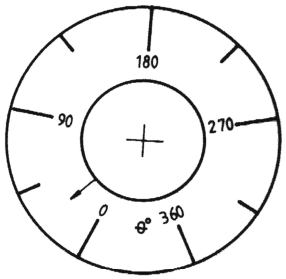


Fig. 4

Semnalele **I** şi **II** sunt introduse într-un detector de fază la ieşirea căruia, prin reglarea defazorului, se obţine un semnal dreptunghiular la care frontul activ poate varia de la **0** (semnalele **I** şi **II** în opoziţie de fază) până la o valoare maximă (semnalele **I** şi **II** în fază); în această ultimă situaţie, comutatorul **C** fiind în poziţia $\boldsymbol{\theta}$, la instrumentul de măsură apare o deviaţie maximă. Unghiul $\boldsymbol{\theta_e}$ cu care a fost deplasat semnalul dreptunghiular **II** pentru a fi în fază cu semnalul **I**, indică poziţia de amplasare a masei de echilibrare; valoarea unghiului $\boldsymbol{\theta_e}$ se citeşte direct pe scala rezistenţei reglabile a defazorului figura 4.

Etalonarea instalaţiei se realizează amplasând pe un rotor echilibrat o masă cunoscută, la distanţa stabilită $\mathbf{R_e}$ pentru amplasarea masei de echilibrare, ajustând apoi factorul de amplificare al canalului **I** (rezistenţa reglabilă de etalonare) în timpul rotirii, pentru obţinerea unei indicaţii corespunzătoare la instrumentul de măsură.

Operaţiile privind echilibrarea cilindrilor desfibratori se desfăşoară în următoarea ordine:

a) Se instalează cilindrul desfibrator pe suportul elastic al standului de echilibrare şi se aplică pe capătul roţii de curea piesa **8** (prevăzută cu banda reflectorizantă **9**) şi reperul pentru poziţia unghiulară „zero”.

b) Se realizează legăturile la blocul electronic şi la reţeaua de alimentare de 220 V.

c) Comutatorul **C** se cuplează în poziţia $\mathbf{m_e}$ şi se citeşte la instrument valoarea masei de dezechilibru $\mathbf{m_d}$ – figurile 2 şi 3.

d) Comutatorul **C** se cuplează în poziția θ și se reglează defazorul pentru ca la instrument să se obțină deviația maximă; pe scala rezistenței reglabile a defazorului se citește valoarea unghiului θ_e sub care se amplasează masa de echilibrare.

e) Echilibrarea cilindrilor defibratori se realizează fie prin adăugarea unei mase $\mathbf{m_e = m_d}$ în poziția θ_e la distanța stabilită în cadrul etalonării, fie prin scoaterea masei $\mathbf{m_e}$ (găurire) în poziția θ_e **+180°**; unghiul θ_e se măsoară față de reperul „zero" în sens contrar mişcării cilindrului desfibrator.

f) Se verifică dacă momentul de dezechilibru rezidual $\mathbf{M_{dr}}$ se încadrează în limitele admise ($\leq 10^{-6}$ kg·m); dacă este necesar se efectuează o nouă echilibrare de corecție.

3. Date experimentale

În tabelul 1 se înregistrează datele obținute în fazele de echilibrare.

Tabelul 1

Rotor	$\mathbf{R_e}^*$ **(m)**	$\mathbf{m_d=m_e}$ **(kg)**	$\mathbf{M_{di}}^{**}$ **(kg·m)**	θ_e **(°)**	$\mathbf{M_{dr}}^{***}$ **(kg·m)**	**Obs.**

***$\mathbf{R_e}$** – distanța de la axa de rotație la locul de amplasare a masei de echilibrare (canalul de echilibrare).

****$\mathbf{M_{di}}$** – momentul de dezechilibru inițial, $\mathbf{M_{di}=m_d \cdot R_e}$.

*****$\mathbf{M_{dr}}$** – momentul de dezechilibru rezidual.

TRANSMISII PRIN CURELE. CONTROLUL TENSIUNII DIN CUREA LA O TRANSMISIE PRIN CURELE LATE NORMALE

1.Fundamente teoretice:

Transmiterea energiei de la un arbore motor la un arbore condus se poate realiza pe baza frecării dintre un element intermediar flexibil şi elastic, numit curea si roţile de curea montate pe cei doi arbori.

Transmisiile prin curea pot fi clasificate considerând mai multe criterii, dupa cum se prezintă în figura 1. Performanţele şi alte elemente de comparaţie între caracteristicile transmisiilor prin curele sunt prezentate in tabelul 1.

Transmisiile prin curele, sunt folosite în construcţia de maşini, pentru transmiterea mişcării de rotaţie şi a puterii, la distantă având funcţionarea lina, fără zgomot, asigurând amortizarea şocurilor şi protecţia la suprasarcini.

Ca dezavantaje enumerăm:

a) gabaritul mare;
b) raportul de transmisie variabil, ca urmare a alunecarii curelei pe roţi;
c) forţe mari pe arbori;
d) necesitatea utilizării dispozitivelor de întindere a curelei

Se cunosc mai multe tipuri de transmisii prin curele, care in limitele parametrilor funcţionali, asigură un nivel redus al vibraţiilor si implicit o fiabilitate marită în exploatare.

Transmisiile prin curele nu necesită precizie ridicată de execuţie şi se întreţin uşor.

Pentru a realiza forţa de frecare se asigură o tensionare iniţială a curelei pe roţile de curea. .Deasemeni, ca urmare a faptului că deformaţia elastică a curelei, se transformă după un anumit timp în deformare plastică, este necesară întinderea periodică a curelei, pentru a menţine condiţia cerută, de bună funcţionare a transmisiei.

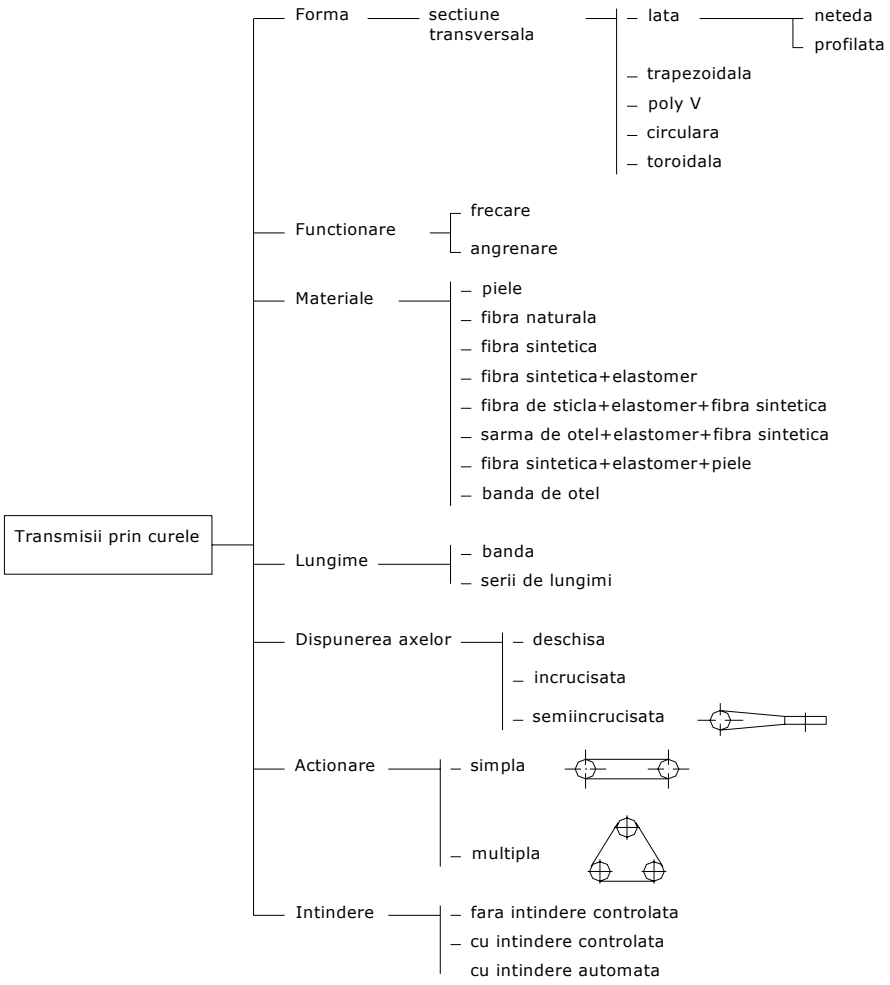


Fig. 1

Atât la montarea transmisiei prin curea, cât şi la reglările periodice, trebuie să se țină cont de faptul că o tensiune redusă în curea, poate duce la patinare sau aruncarea curelei de pe roțile de curea, iar o tensiune prea mare duce la solicitări suplimentare pe arbori, rezultând uzura prea rapidă a lagărelor.

În literatura de specialitate se prezintă relații de calcul pentru determinarea tensiunii optime din curea. Funcție de condițiile impuse în

exploatare, se calculează valorile tensiunii optime şi a forţei de întindere a curelei. Valorile efective obținute în condiții reale, pot fi verificate şi corelate cu valori optime, folosind un dispozitiv cu pârghii şi arcuri.

Tabelul 1

Caracteristici şi performanțe	**Tipul curelei**			
	Lată	Trapezoidală	POLY-V	Dințată
Transmisie	Frecare	Frecare	Frecare	Angre-nare
Putere limită, kW	5000	3000	3000	1000
Turație limită, rot/min	130000	10000	12500	20000
Viteza periferică maximă, m/s	>20	100	200	200
Suprasarcină	Patinare	Patinare	Patinare	Depla-sare în paşi
Sarcina pe arbori	$(1.5…1.8)F_u$	$1,3F_u$	$1,3F_u$	F_u
Randament,%	98	96	96	98
Raport de transmitere	≥ 1/12	≥ 1/12	≥ 1/35	≥ 1/10
Temperatură, ^oC	-50……100	-35…….80	-35…..80	-35 100
Abateri de la distanțe între axe, pentru montaj	(0,005…0.016)L	0.015L	0.015L	(1…2.5)t

Obs. :S-au notat:F_u forța utilă de transmis; L-lungimea curelei; t-pasul curelei dințate

2.Transmisii prin curele late

2.1.Prezentare generala

În cadrul acestui tip de transmisie, elementul flexibil este o curea lată. Curelele late obişnuite se confecționează din piele, bumbac, mătase sau textile cauciucate.

Curelele din piele, pânză cauciucată şi cele din bumbac sunt standardizate. Prin curele obişnuite se înteleg acele curele destinate să

lucreze la temperaturi până la 55°C şi umezeală relativă a aerului de 60-70%, cu viteze sub 30m/s şi frecvenţe de până la 20000 încovoieri/oră , la raportul:

$$\frac{h}{D_1} \leq \frac{1}{25},$$

unde:h - grosimea curelei

D_1-diametrul roţii conducătoare

Pentru a realiza forţa de frecare, se asigură o tensionare iniţială a curelei pe roţile de curea, astfel ca în momentul punerii în mişcare a roţii motoare, a 2-a ramură a curelei se va tensiona mai mult, iar tensiunea din ramura 1 se va micşora (fig.2).

2.2.Geometria transmisiei

Geometria transmisiei este prezentată în figura 2 unde $d_{1,2}$ este diametru caracteristic (primitiv) pentru roata de curea 1,2. Diametrul d_2=u d_1, unde u este raportul de transmitere. În general, diametrul d_1 poate fi corelat, pentru gabarit redus şi rezistenţă satisfacatoare, cu grosimea curelei h: ţesătura cauciucată, $d_{1min} \approx 80h^{1,5}$; structura compound poliamidă, $d_{1min} \approx 32h^{1,09}$; trapezoidală, $d_{1min} \approx 3{,}9h^{1,5}$; trapezoidală îngustă, $d_{1min} \approx 2{,}82h^{1,5}$; POLY V , $d_{1min} \approx 9h$.

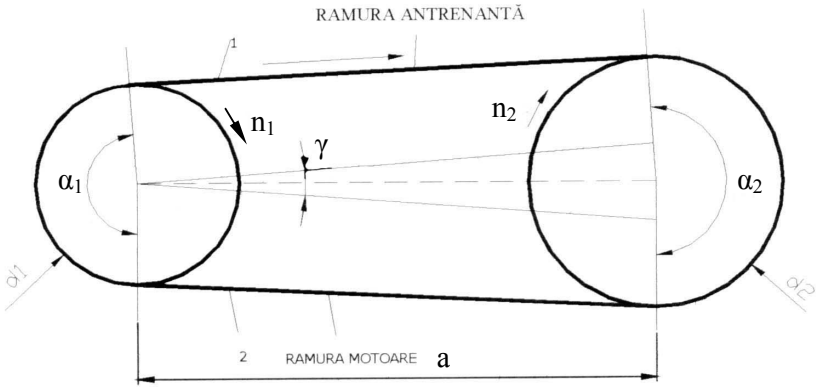


Fig. 2

Distanţa dintre axe este:

$$a_{min} \leq a \leq 2(d_1+d_2) \qquad (1)$$

Unghiul α_2=180+γ iar unghiul γ este dat de relația:

$$\frac{\gamma}{2} = \arcsin\left[(d_2 - d_1)/2a\right] \text{ [grd]} \quad (2)$$

Lungime curelei la nivelul diametrelor $d_{1,2}$ este:

$$L = 2a \cdot \cos(\gamma/2) + \pi d_1(180^\circ - \gamma)/360^\circ + \pi d_2(180^\circ + \gamma)/360^\circ \quad (3)$$

Lungimea curelei se poate considera şi la nivelul fibrei interioare.

În cazul curelelor continue, lungimea L se rotunjeste la cea mai apropiată lungime standard sau furnizabilă, cu modificările necesare pentru diametre, distanța între axe în raport de transmitere, în limitele recomandate. Curelele continue se livrează în sortimente de lungimi specificate de firmele producătoare sau standarde. Curelele cu îmbinare sunt curele late, iar îmbinarea se realizează prin lipire cu adezivi. Formele şi dimensiunile îmbinării, adezivului, tehnologia de lipire sunt, de regulă , recomandate de firmele producătoare.

2.3.Cinematica transmisiei

Elementele cinematice ale transmisiei se pot limita la urmatoarele:

-raportul geometric de transmitere:

$$u=d_2/d_1 ; \quad (4)$$

-raportul real de transmitere i_{12} care, pentru curele late , cu considerarea eforturilor de alunecare , este:

$$i_{12}=u/(1-\xi), \quad (5)$$

ξ fiind coeficientul de alunecare.

-viteza periferică, cu n_1-turația roții 1, în rot/min, d_1-diametrul roții 1, in mm, este:

$$v = \pi n_1 d_1 10^{-3}/60 \text{ [m/s]}; \quad (6)$$

-frecvența îndoirilor, la înfăşurarea pe doua roți, cu v- viteza periferică, în m/s si L- lungimea curelei , in mm, este:

$$f = 2v10^3/L \text{ [1/s]} \quad (7)$$

2.4.Solicitari şi tensiuni în transmisiile prin curele

Determinarea solicitărilor şi tensiunilor dezvoltate în curea în timpul funcționării se face pe baza figurii 3 , care reprezintă un element de curea înfăşurat pe roată. Asupra acestui element de curea lucrează urmatoarele forțe:

F- pe direcţia ramurii pasive, pentru sensul de rotaţie ales şi F+dF pe direcţia ramurii active;

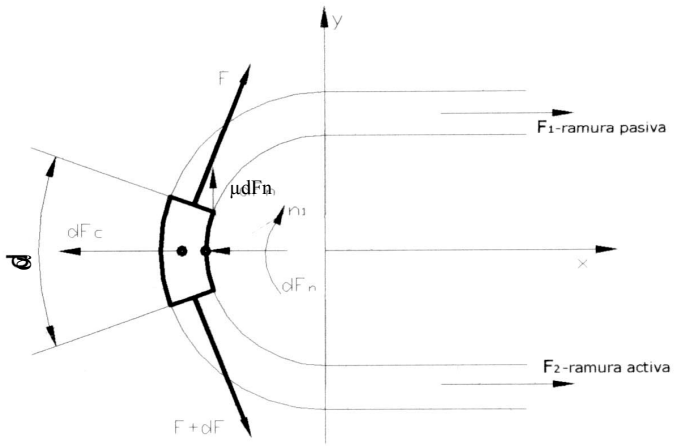


Fig.3

dF_n - forţa elementară de reacţiune la apăsarea curelei pe roată;

μdF_n-forţa elementară de frecare, cu coeficientul de frecare μ dintre curea si roată;

$dF_c = \rho v^2 A_c d\alpha$ - forţa elementară de inerţie de tip centrifugal, unde ρ este densitatea materialului curelei, în kg /m^3 , v- viteza periferică la nivelul centrului de greutate al elementului de curea, în m/s si A_c- aria secţiunii transversale a curelei, in m^2

Se recurge la urmatoarele ipoteze simplificatoare: întinderea curelei este constantă, cureaua este subţire şi perfect flexibilă, coeficientul de frecare μ este constant pe tot unghiul de înfăşurare.

Proiecţia fortelor mentionate pe axele x,y conduce la:

-axa x:

$$Fd\alpha/2 + (F+dF)d\alpha/2 - dF_n - dF_c = Fd\alpha - dF_n - dF_c = 0 \ ; \qquad (8)$$

-axa y : $F + \mu dF_n - (F+dF) = \mu dF_n - dF_c = 0$; (9)

pentru $\sin(d\alpha/2) \approx d\alpha/2$ şi $\cos(d\alpha/2) \approx 1$.

Dacă se ţine seama că

$$dF_n \cong dF/\mu \text{ si } dF_c = \rho v^2 A_c d\alpha = F_c d\alpha \ ; \qquad (10)$$

din (8) rezultă:

$$Fd\alpha - dF/\mu - dF_c d\alpha = 0 \ ; \qquad (11)$$

şi , în consecinţă , $dF/(F-F_c)=\mu d\alpha$, care între limitele F_1 - ramura pasivă şi F_2 - ramura activă, pe unghiul de înfăşurare α , conduce, după integrare, la:

$$F_2-F_c=(F_1-F_c)e^{\mu\alpha}, \tag{12}$$

respectiv la tensiunile obţinute prin raportarea forţelor la aria secţiunii de curea A_c :

$$\sigma_{t2}-\sigma_{tc}=(\sigma_{t1}-\sigma_{tc})e^{\mu\alpha} \tag{13}$$

cu notaţii pentru tensiunile de tracţiune corespunzatoare forţelor.

Dacă se notează forţa utilă de transmis cu

$$F_u=F_2-F_1\ , \tag{14}$$

rezultă o tensiune de tracţiune utilă:

$$\sigma_{tu}=\sigma_{t2}-\sigma_{t1}=(\sigma_{t2}-\sigma_{tc})(e^{\mu\alpha}-1)/e^{\mu\alpha}. \tag{15}$$

Peste solicitările, respectiv tensiunile, prezentate mai sus se adaugă solicitaterea şi tensiunea de încovoiere corespunzătoare îndoirii curelei peste roţi, conform schemei din figura 4.

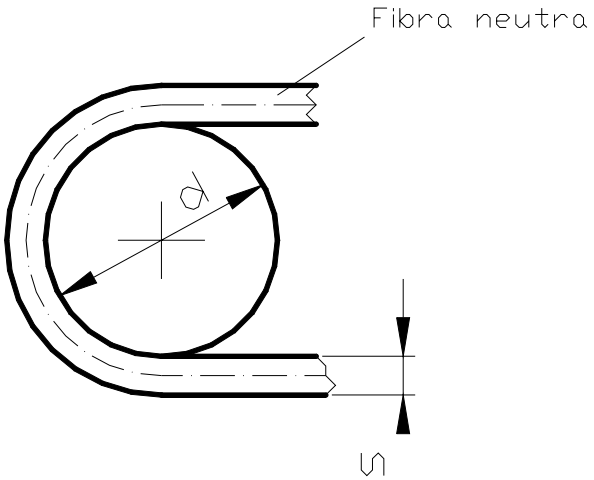


Fig.4

-alungirea la nivelul fibrei exterioare îndoite în raport cu fibra medie (neutră)

$$\Delta L=\left[\pi(d+2s)-\pi(d+2s/2)\right]/2=\pi s/2\ ; \tag{16}$$

-alungirea specifică:

$$\varepsilon = \Delta L / L = \frac{\pi \cdot s}{2(\pi/2)(d+s)} = \frac{s}{d+s} \approx \frac{s}{d} \tag{17}$$

şi de aici tensiunea de încovoiere aproximată cu relația

$$\sigma_{i1,2} = 0{,}7sE / d_{1,2} \tag{18}$$

unde E – modulul de elasticitate al curelei.

Repartiția uniformă a tensiunilor în secțiunea curelei este, în cazul structurilor complexe, o evidentă simplificare. În calcule se va reține numai tensiunea de încovoiere σ_{i1} , ca având o valoare mai mare, respectiv σ_i .

Relația (15) devine:

$$\sigma_{tu} = (\sigma_{t2} - \sigma_{tc} - \sigma_i)(e^{\mu\alpha} - 1) / e^{\mu\alpha} \tag{19}$$

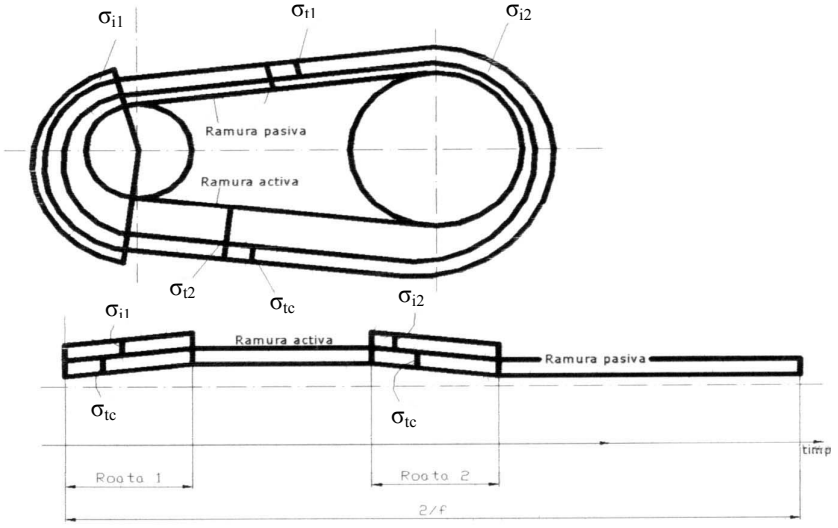


Fig.5

Solicitarea, respectiv tensiunea, este variabilă – figura 5 între limitele $\sigma_{t2} + \sigma_i$ si σ_{t1} , comparabilă ca evoluție cu un ciclu oscilant cu caracteristica $\sigma_{t1} / (\sigma_{t2} + \sigma_i)$

2.5 Forța de întindere inițială

Funcționarea transmisiei presupune apăsarea curelei pe roți, obținute prin întindere. Dacă se admite ca forța de întindere inițială F_0 este corelată cu forțele din ramurile de curea $F_{1,2}$ prin relația:

$$F_2+F_1=2F_0 \quad (20)$$

atunci cu relația (15), se ajunge la urmatoarea relație în tensiuni ($\sigma_{t0}=F_0/A_c$) ;

$$\sigma_{t0} = \sigma_{tu}\frac{e^{\mu\alpha}+1}{2(e^{\mu\alpha}-1)} + \sigma_{tc} \quad (21)$$

Se desprind următoarele concluzii:

- între forța, respectiv tensiunea de întindere, şi forța utilă de transmis există o corelație care obligă, date fiind caracteristicile mecanice reale de tip elasto-plastic ale materialelor pentru curele (cu excepția benzii de oțel), la asigurări de întindere, verificări şi refaceri;
- creşterea vitezei conduce, prin tensiunea σ_{tc}, la forțe şi tensiuni de întindere mai mari;
- se poate formula noțiunea de întindere optimă – figura 6, pentru un anumit material şi condiții de funcționare date, cu considerarea următoarelor restricții: patinarea, dacă $\sigma_{t0} < \sigma_{tu}(e^{\mu\alpha}+1)/2(e^{\mu\alpha}-1)+\sigma_{tc}$ şi ruperea, dacă $\sigma_{t0} > \sigma_{t2\lim} - \sigma_{tu}/2$, pentru $\sigma_{t2\lim}$ fiind considerate caracteristicile limită ale curelei în structură compactă sau complexă;

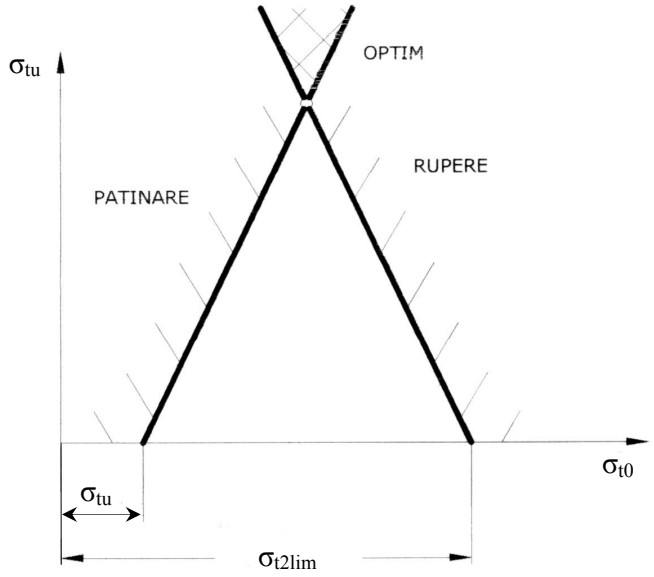


Fig.6

- se desprinde şi concluzia generală a importanţei mărimii forţei de întindere cât mai apropiată de valoarea sa optimă, de natură să asigure unui material şi unor dimensiuni date cea mai bună utilizare.

2.6. Elemente de fiabilitate a transmisiei prin curele

2.6.1. Alunecare relativă

Alunecarea elastică trebuie privită ca o consecinţă firească a funcţionării transmisiei prin frecare şi corespunde deformaţiilor elastice diferite din diferite secţiuni ale curelei în contact cu roata, prin modificarea solicitărilor. Valoarea alunecării elastice depinde de materialele şi condiţiile de lucru ale contactului curea – roata de curea. Alunecarea elastică influenţează în primul rând raportul de transmitere prin coeficientul ξ (0.01 pentru cauciuc, 0,015 pentru piele, 0.02 pentru mase plastice).

Alunecarea de patinare trebuie considerată ca o defectare a transmisiei. Pe de altă parte, poate fi privită şi ca un element de siguranţă în preluarea suprasarcinilor. Funcţionarea în timp relativ îndelungat în aceste condiţii determină uzuri intense, încălziri locale şi reduceri sensibile de randament.

2.6.2. Influenta vitezei periferice

Puterea transmisă este:

$$P = F_u v = A_c(\sigma_{t2} - \sigma_{tc} - \sigma_i)v(e^{\mu\alpha} - 1)/e^{\mu\alpha} \qquad (22)$$

Derivata în raport cu viteza:

$$\frac{dP}{dv} = A_c\left[(\sigma_{t2} - \sigma_i) - 3\rho v^2\right]\left(e^{\mu\alpha} - 1\right)/e^{\mu\alpha}$$

(23) dă valoarea maximă pentru P, dacă dP/dv=0 şi $v = \sqrt{(\sigma_{t2} - \sigma_i)/(3\rho)}$ şi valoarea nulă pentru:

$$v = \sqrt{(\sigma_{t2} - \sigma_i)/\rho} \qquad (24)$$

De altfel, firmele producătoare de curele indică, pentru diferite materiale şi structuri, vitezele limită (vezi tab. 1)

2.6.3. Coeficientul de frecare

Transmisia lucrând prin frecare (cu excepţia funcţionării prin angrenare), coeficientul de frecare are o influenţă hotărâtoare asupra performanţelor. Intervenind în fenomene complexe, frecarea depinde de numeroşi factori: caracteristicile materialelor în contact elasto-plastic,

geometria contactului, prin formă şi rugozitate, presiune de contact, viteză, temperatură şi umiditate.

Exprimarea generală a coeficientului de frecare μ scoate in evidență două componente ale frecarii: frecarea uscată şi frecarea vâscoasa.

$$\mu = \mu_0 + \frac{v_{al}}{ph} \quad (25)$$

Frecare uscată Frecare vascoasă

unde v_{al} este viteza relativă de alunecare în contactul curea/roată de curea, h-grosimea stratului de curea cu funcționarea asimilată cu frecarea vâscoasă şi p-presiunea de apăsare.

Coeficientul de frecare este rareori explicitat în metodologiile actuale de calcul şi este indicat doar ca valoare globală cu eventualii coeficienți de corecție în funcție de mediu. Intervenind ca exponent, influența coeficientului de frecare este semnificativă.

2.6.4. Randamentul

Pierderile energetice în funcționarea transmisiei sunt determinate de: alunecarea curelei pe roată – alunecarea elastică şi de patinare; fenomenele de histerezis în deformarea curelei; frecările cu aerul; fenomenele de adeziune curea/roată; modificările de unghi de infăşurare şi de formă în zonele de intrare şi de ieşire de pe roată.

În consecință, valorile curente pentru randamentul transmisiei sunt: curele late, 0.93…0.98; curele trapezoidale, 0.87…0.97; curele dințate, 0.88….0.96.

2.6.5. Principii de calcul

Calculul transmisiilor prin curele consideră concomitent performanțele de portanță în relație cu defectările posibile (rupere, uzură), precum şi unele aspecte economice (randament).

Din acest punct de vedere, se consideră valoarea raportului:

$$\Phi = \frac{F_u}{2F_0} = \frac{(e^{\mu\alpha} - 1)}{(e^{\mu\alpha} + 1)} \quad (26)$$

care reprezintă coeficientul de tracțiune, în legătură cu care pot fi analizate alunecările relative ξ şi randamentul η (figura 7). Se poate astfel observa existența unei valori optime Φ_0, pentru care alunecările de patinare nu au început încă să se manifeste şi randamentul are o valoare

mai ridicată. Pentru diferite materiale, valorile Φ_0 diferă sensibil , hotărâtoare fiind încercările experimentale pe materialele şi structurile respective.

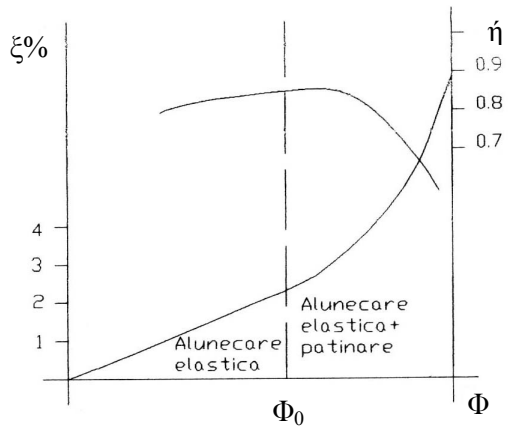


Fig.7

Un alt element important este tensiunea limită pe care o poate suporta materialul curelei, în raport cu stratul de rezistență sau cu stratul de rulare sau uzare. Ruperea statică a stratului de rezistență constituie criteriul cel mai simplu:

$$\sigma_{t2} = \frac{\sigma_r}{c}, \tag{27}$$

cu coeficientul de siguranță c = 4…13.

Ruperea prin oboseală a stratului de rezistență este mai aproape de condițiile reale şi de statisticile de defectare; uzarea stratului de rulare poate de asemenea interveni în performanțe. Şi în aceste cazuri, rezultatele cercetărilor proprii sunt esentiale; aceste rezultate sunt de tipul celor prezentate în fig.8.

În raport cu aceste rezultate, numărul de cicluri de solicitare disponibile se calculează cu relația:

$$N = 3600 \cdot f \cdot L_h \text{ [cicluri]} \tag{28}$$

în care:

$$f = xv \cdot 1000 / L \le f_a \tag{29}$$

x - fiind numărul de roți pe care se indoaie cureaua, v –viteza periferică a curelei, în m/s, L-lungimea curelei, în mm , f_a - frecvența admisă a

îndoirilor, în l/s, în functie de evoluţia fenomenelor de oboseală în materialul curelei.

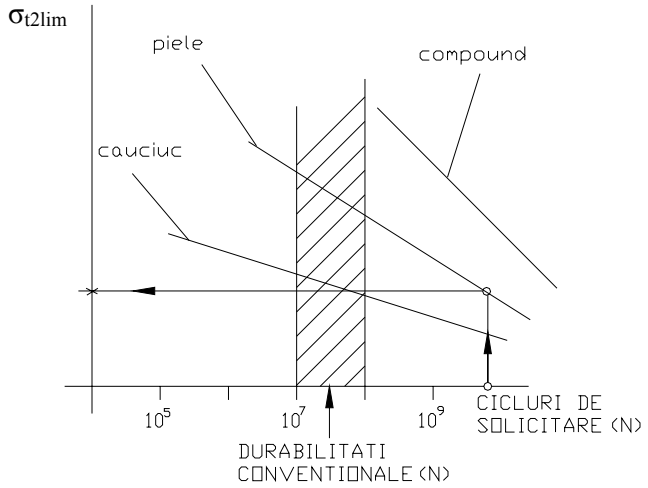


Fig.8

Adoptarea unei durabilităţi convenţionale $N_0=(10^7 \ldots 10^8)$ cicluri poate oferi valori $\sigma_{2\lim N}$ pentru diferite alte durabilităţi pe baza relaţiei:

$$\sigma_{t2linN} = \sigma_{t2linN_0}\left(\frac{N_0}{N}\right)^{1/m}. \qquad (30)$$

cu m = 5…6 pentru curele late şi 11 pentru curele trapezoidale. Pe aceeaşi bază se poate dezvolta şi un calcul de durabilitate a transmisiei.

2.7. Pretensionarea transmisiei prin curele late

Forţa de pretensionare, conform relatiei (21) este:

$$F_0 = F_c \frac{\left(e^{\mu\alpha}+1\right)}{(e^{\mu\alpha}-1)} \cdot \frac{1}{2} + \rho v^2 \cdot sb/1000 \quad [\text{N}] \qquad (31)$$

unde:

$F_c = F_u C_B$; ρ - densitatea materialului curelei în Kg/dm^3 , s şi b în mm.

Încărcarea pe arbori este:

$$F_{a0} = 2F_0 \sin\frac{d\alpha}{2} \qquad [\text{N}] \qquad (32)$$

Alungirea curelei, corespunzătoare întinderii iniţiale, este:

$$\varepsilon_0 = 10^2 \cdot F_0 / \left(E \cdot S_p \cdot b\right) \quad [\%]$$

(33) cu F_0 în N, E în N/mm^2 şi s_p, b în mm.

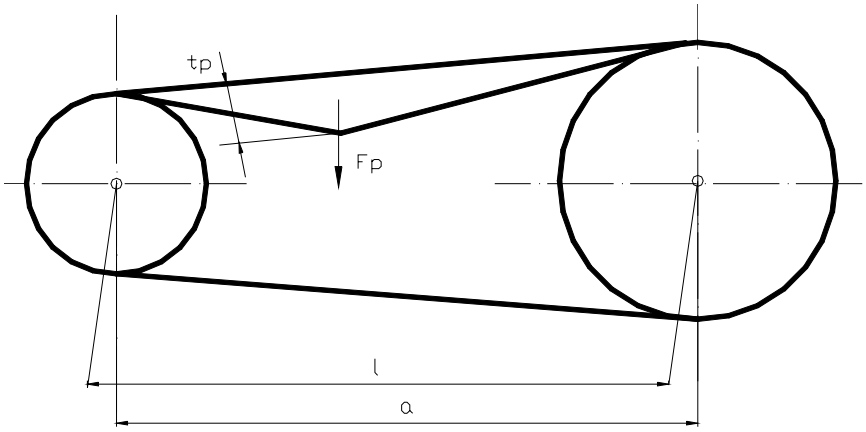


fig.9

Măsurarea forţei de pretensionare se poate realiza direct şi indirect,conform schemei din fig.9.

Valori pentru coieficientii K_1,K_2,F_p

Profil	**F_p, N**	**K_1**	**K_2**	**Domeniul de acceptare Pentru pretensionare, N**
SPZ	25	10.34	3.47	200-500
SPA	50	12.84	3.92	300-1000
SPB	75	17.53	5.35	400-120
SPC	125	17.10	4.82	400-1400
Z	25	6.92	2.33	140-330
A	25	8.65	2.72	180-450
B	50	11.62	3.42	200-630
C	100	15.11	4.22	360-1040
D	150	14.96	3.98	350-1500
PH	3	6.14	2.81	20-70
PJ	5	8.15	3.38	30-100
PK	8	9.44	3.77	40-185
PL	10	9.84	3.82	50-200
PM	25	11.10	3.67	200-550

Asfel, sub o forță aplicată pe mijlocul ramurii de curea pretensionată notată F_p şi în stare de repaos, ramura de curea astfel solicitată se va deplasa pe direcția fortei F_p cu distanța t_p

$$t_p = l(K_1 - K_2 \log F_p)/1000[mm] \quad (34)$$

cu valori pentru K_1, K_2, F_p în tabelul de mai sus pentru $l_p = a/\cos(\gamma/2)$.

3.Stand experimental. Soluția constructivă

Plecând de la rezultatele obținute în calculul transmisiei prin curele late, s-a ajuns la soluția constructivă prezentată în figura 10.

Elementele componente ale standului sunt:

1 – roata mare de curea;
1' – roata mică de curea;
2 – bolțul roții mici de curea;
3;4 – şuruburi;
5 – bolțul roții mari de curea;
6;7 – şaibe;
8 – curea;
9 – şurub;
10 – placă de bază;
11 - cornier de rigidizare;
12 – corp;
13 – şurub întinzător;
14 – bride;
15 – manivelă.

Deoarece verificarea tensiunii din curea se face în timpul staționării transmisiei, nu a fost prevăzut mecanismul de antrenare.Roțile de curea se rotesc liber pe bolturi. Modificarea tensiunii din curea se face prin rotirea manivelei 15 care antrenează şurubul 13, care la rândul lui imprimă deplasarea corpului 12 solidar cu bolțul roții mari de curea 5, pe care se roteşte roata mare de curea 1. Blocarea şurubului întinzător 13 pe direcția axială se face prin intermediul blocului de bride 14 care formează ajustaj alunecător cu umerii şurubului întinzător.

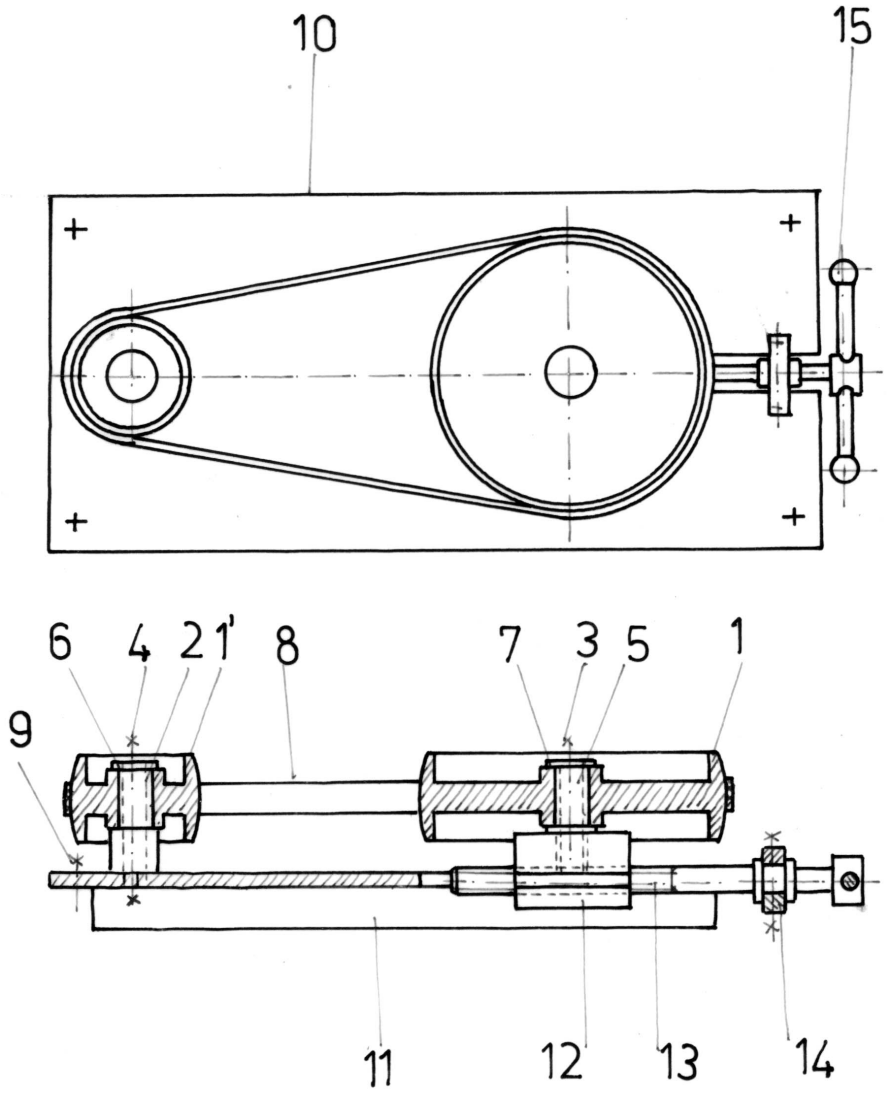


Fig. 10

3.1.Dispozitiv pentru controlul tensiunii din curea

Plecând de la rezultatele prezentate în 2.7, s-a ajuns la soluția constructivă prezentată în figura 11, în care s-au făcut următoarele notații:

1 – rigla de control;

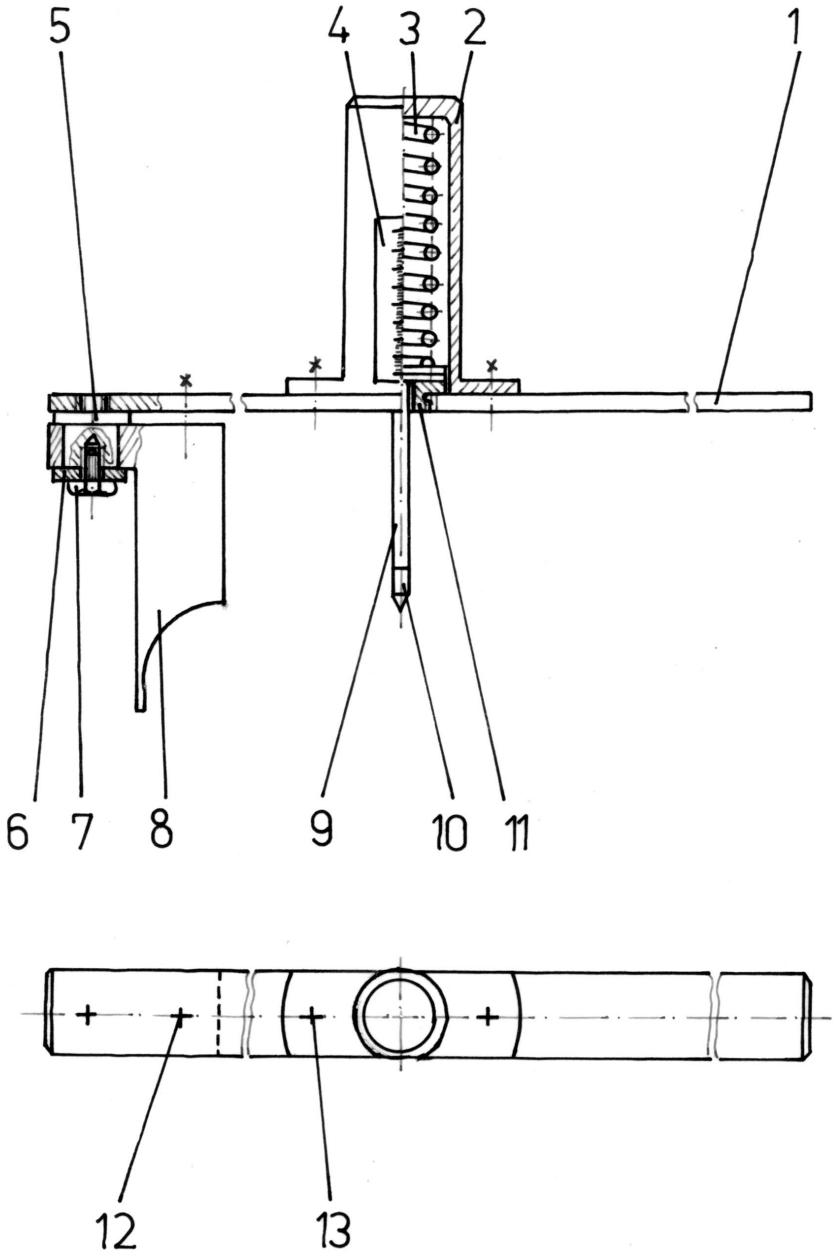


Fig. 11

2 – carcasa;
3 – arc elicoidal;
4 – scara gradată;
5 – suport;
6 – şaibă;
7 – şurub;
8 – patină;
9 – tijă;
10 – pană cuțit;
11 – bucşă;
12 – şurub fixat;
13 – şurub.

Pentru controlul tensiunii în curea, cu ajutorul dispozitivuluiprezentat în figura 11, rigla (1) trebuie să fie paralelă cu linia centrelor roților de curea. În acest sens în construcția dispozitivului a fost prevăzut reperul patină care reduce diferența diametrelor roților de curea.

Pentru uşurarea montării – demontării, legătura dintre reperul patină (8), şi rigla (1) se face prin intermediul reperului, suport(5). Forța de control F_Q dezvoltată de arcul elicoidal (3) este preluată de tija (9) şi aplicată prin intermediul penei cuțit (10) pe una din ramurile curelei la mijlocul distanței dintre axele roților de curea.

Variația deformaților arcului este înregistrată pe scara gradată (4).

4. Modul de lucru

Pentru efectuarea verificării tensiunii din curea, se apropie dispozitivul, de transmisie, aşa încât patina să palpeze pe roata mică de curea. Se reglează poziția penei cuțit în poziție perpendiculară pe curea şi se apropie rigla până atinge roata mare de curea.

În funcție de forța de pretensionare din curea săgeata arcului atinge o valoare maximă când forța de pretensionare din curea este maximă, şi o valoare minimă când forța de pretensionare din curea este minimă.

Având în vedere faptul că arcul a fost montat cu pretensionarea corespunzătoare unei săgeți de 10 mm, se consideră că forța de pretensionare din curea este optimă când indicatorul oscilează în intervalul 31 – 33 mm. Folosind relațiile de calcul din paragraful 2, se verifică valorile obținute experimental.

BIBLIOGRAFIE

1. Crețu, Spiridon, Mecanica contactului, vol. I, Editura Gheorghe Asachi, Iaşi, 2002.
2. Crețu, Spiridon, ş. a., Tribologie - Îndrumar de laborator, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi, 1990.
3. Farcaş, Flavian, Calculul mecanic şi construcția utilajului chimic, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi, 2000.
4. Gafițanu, Mihai, ş.a., Organe de maşini, vol I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1981.
5. Gafițanu, Mihai, ş.a., Organe de maşini, vol II, Editura Tehnică, Bucureşti, 1983.
6. Gafițanu, Mihai, ş.a., Organe de maşini, vol I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1999.
7. Gafițanu, Mihai, ş.a., Organe de maşini, vol II, Editura Tehnică, Bucureşti, 2002.
8. Grigoraş, Ştefan, Ştirbu, Cristel, Grigorescu, Radu, Tudose-Sandu-Ville, Florin, Bazele proiectării organelor de maşini, vol. I şi vol. II, Editura Tehnica-Info, Chişinău, 2000.
9. Grigoraş, Ştefan, Sava, V., Cojocaru, Cr., Tudose-Sandu-Ville, Florin, Calitate, fiabilitate, mentenabilitate, Îndrumar de laborator, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi, 1999.
10. Hagiu, Gheorghe, Hanganu, Lucian, Tiron, Mihai, Bazele cercetării experimentale, Îndrumar de laborator, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi, 1997.
11. Hanganu, Lucian, Piroi, Cristina, Vîlcu, Cătălin, Maşini şi procese tehnologice în filatură, Editura Tehnica-Info, Chişinău, 2002.
12. Olaru, Dumitru, Tribologie-elemente de bază asupra frecării, uzării şi ungerii, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi, 1995.
13. Olaru, Dumitru, Fundamente de lubrificație, Editura Gheorghe Asachi, Iaşi, 2002.
14. Pavelescu, Dan, ş. a., Tribologie, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1977.

15. Racocea, Cezar, Farcaş, Flavian, Tudose-Sandu-Ville, Florin, Manciuc, Sorin, Elemente de inginerie mecanică şi construcţia utilajului chimic, Îndrumar de proiectare, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi, 1991.
16. Racocea, Cezar, Elemente de inginerie mecanică şi construcţia utilajului chimic, vol. I, II şi III, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi, 1989.
17. Sava, V., Grigoraş, Şt., Florin Tudose-Sandu-Ville, Mihai, Tiron, Introducere matematică în studiul fiabilităţii sistemelor, Editura Tehnică, Chişinău, 1997.
18. Renert, M., Calculul şi construcţia utilajului chimic, vol.I, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1971.